

# Refrigeración mediante impacto de chorro aire de dispositivos de alto flujo térmico

Autor:

Pablo Martínez Filgueira

Directores:

Dr. Unai Fernández Gámiz

Dr. Josu Soriano Moreno

Programa de Doctorado en Ingeniería Física  
Universidad del País Vasco  
Departamento de Ingeniería Energética

julio de 2022



## **Resumen**

---

El impacto de chorro es una tecnología de gran potencial para tareas de gestión térmica. Sin embargo, el análisis del estado actual de la técnica ha confirmado la existencia de una serie de condicionantes que dificultan su implementación en ciertas aplicaciones. Por un lado, faltan metodologías completas de diseño y optimización que faciliten la implantación de esta tecnología como pueden existir para otros sistemas de refrigeración, como intercambiadores de calor o disipadores. En segundo lugar, pese a presentar las tasas de transferencia de calor más elevadas para sistemas de convección forzada, requiere elevados caudales para su funcionamiento, lo cual compromete su uso en configuraciones donde la eficiencia energética sea un factor diferencial. La focalización de anteriores investigaciones en la mejora del coeficiente de transferencia de calor deja de lado el coste energético asociado a este beneficio. Por último, la experimentación y simulación de placas de chorros requiere de conocimientos e instrumentación avanzada. El compromiso entre eficiencia de recursos y precisión en los resultados es fundamental al analizar aplicaciones prácticas con geometrías complejas y otros retos técnicos. En este trabajo se pretende dar respuesta a estos problemas con una clara orientación hacia el ámbito de la ingeniería. Cada una de estas cuestiones ha sido abordada individualmente en cada capítulo. Como resultado final del trabajo de investigación, se obtiene: una metodología completa de cálculo y optimización; la determinación de una geometría y condiciones que permiten el incremento de la eficiencia neta de un sistema aplicando esta técnica de refrigeración y, en último lugar, una técnica experimental que aporta suficiente información para la optimización de detalle.



## **Abstract**

---

Jet impingement is a technology with great potential for thermal management applications. However, the review of the current state of the art has confirmed the presence of several constraints that hinder its implementation in certain applications. On the one hand, there is a lack of comprehensive design and optimization methodologies to support the implementation of this technology, as can be found for other cooling systems, such as heat exchangers or heat sinks. Furthermore, despite having the highest heat transfer rates for forced convection systems, this technology requires high flow rates for its operation, which compromises its use in configurations where energy efficiency is a differential factor. The focus of previous research on improving the heat transfer coefficient neglects the energy cost associated with this benefit. Finally, experimentation and simulation of jet plates requires advanced knowledge and instrumentation. The trade-off between resource efficiency and accuracy of results is critical in practical applications with complex geometries and other technical challenges. This work aims to address these issues with a strong focus on the engineering world. These issues have been addressed individually in a dedicated chapter. As a result of this research work, the following is achieved: a complete calculation and optimization methodology; the determination of a geometry and conditions that allow the increase of the net efficiency of a system applying this cooling technique; and, finally, an experimental approach that provides adequate information for detailed optimization.



## **Laburpena**

---

Zurrusta edo txorro inpaktua, kudeaketa termikoko zereginetarako potentzial handiko teknologia da. Hala ere, literaturaren azterketak baieztatu du aplikazio batzuetan inplementatzea zailtzen duten zenbait baldintza daudela. Alde batetik, teknologia hori ezartzea erraztuko duten diseinu eta optimizazioko metodologia osoak falta dira, beste hozte-sistema batzuentzat egon daitezkeen bezala, hala nola bero-trukagailuentzat edo disipadoreentzat. Bigarrenik, nahiz eta teknologia honek konbekzio behartuko sistemen artean bero-transferentzia tasarik altuenak dituen, bere funtzionamendurako emari handiak behar dira, eta horrek eraginkortasun energetikoa faktore bereizgarria den konfigurazioetan bere erabilera eragozten du. Bero-transferentziaren koefizientearen hobekuntzan zentratutako aurreko ikerketek, alde batera uzten dute onura horri lotutako energia-kostua. Azkenik, zurrusta-plakak esperimendatzeko eta simulatzeko, ezagutza eta instrumentazio aurreratua behar dira. Baliabideen eraginkortasunaren eta emaitzen zehaztasunaren arteko konpromisoa funtsezkoa da geometria konplexuak eta beste erronka tekniko batzuk dituzten aplikazio praktikoak aztertzerako orduan. Lan honen bidez, arazo horiei erantzun nahi zaie, ingeniartzaren eremura bideratuta beti ere. Ikerketa-lanaren azken emaitza gisa, honako hauek lortu dira: kalkulurako eta optimizaziorako metodologia oso bat; hozte-teknika hau aplikatuz, sistema baten eraginkortasun garbia handitzea errazten duten geometria eta baldintzak zehaztea; eta, azkenik, optimizazioak xehetasunez egiteko informazio nahikoa ahalbidetzen duen teknika esperimental bat.



## **Publicaciones asociadas a esta investigación**

---

El desarrollo de este trabajo de investigación ha dado lugar a las siguientes publicaciones:

### **Publicaciones en revistas**

P. Martínez-Filgueira, E. Zulueta, A. Sánchez-Chica, U. Fernández-Gámiz, y J. Soriano, «Multi-Objective Particle Swarm Based Optimization of an Air Jet Impingement System», *Energies*, vol. 12, n.º 9, p. 1627, ene. 2019, doi: [10.3390/en12091627](https://doi.org/10.3390/en12091627).

P. Martínez-Filgueira, E. Zulueta, A. Sánchez-Chica, G. García, U. Fernandez-Gamiz, y J. Soriano, «Experimental Air Impingement *Crossflow* Comparison and Theoretical Application to Photovoltaic Efficiency Improvement», *Sustainability*, vol. 12, n.º 14, Art. n.º 14, ene. 2020, doi: [10.3390/su12145577](https://doi.org/10.3390/su12145577).

P. Martínez-Filgueira, K. Portal-Porras, U. Fernandez-Gamiz, E. Zulueta, y J. Soriano, «Experimental and numerical modeling of an air jet impingement system», *European Journal of Mechanics - B/Fluids*, vol. 94, pp. 228-245, jul. 2022, doi: [10.1016/j.euromechflu.2022.03.005](https://doi.org/10.1016/j.euromechflu.2022.03.005).

### **Ponencias en congresos**

P. Martínez-Filgueira, E. Zulueta, A. Sánchez-Chica, G. García, U. Fernandez-Gamiz, y J. Soriano, «Theoretical and Experimental Comparison of Zero and Minimum *Crossflow* Air Jet Impingement Schemes for the improvement of PV cells efficiency», presentado en 7th European Conference on Renewable Energy Systems, Madrid, España, jun. 2019.



## **Agradecimientos**

---

Me gustaría agradecer a mi familia, que me han acompañado a lo largo de este camino, aportando lo que necesitaba en cada momento. En especial a mi madre, que confió en mi en los momentos más complicados y siempre me animó a seguir formándome.

También merecen una mención especial mis compañeros de CS Centro Stirling S. Coop., que hacen de mi día a día en el trabajo sea más agradable y han contribuido a la realización de los experimentos. Igualmente, a Javier Aranceta y Mauri Eskubi por darme la oportunidad de realizar la tesis en este entorno.

A mis directores, Unai Fernández, que me ha acompañado en mi formación como investigador desde mi Trabajo de Fin de Grado y a Josu Soriano, que me ha motivado a conseguir objetivos más ambiciosos para las publicaciones.

Por último, agradecer a la Agencia Vasca de Desarrollo Industrial (SPRI) por la financiación económica del proyecto “Refrigeración de dispositivos de alto flujo térmico mediante impacto de chorro” (AIRJET), KK-2018/00109 del Programa ELKARTEK, que ha posibilitado el desarrollo de la presente tesis.



## **Tabla de contenidos**

---

<b>Declaración de originalidad .....</b>	<b>iii</b>
<b>Resumen .....</b>	<b>v</b>
<b>Abstract .....</b>	<b>vii</b>
<b>Laburpena .....</b>	<b>ix</b>
<b>Publicaciones asociadas a esta investigación.....</b>	<b>xi</b>
Publicaciones en revistas.....	xi
Ponencias en congresos .....	xi
<b>Agradecimientos .....</b>	<b>xiii</b>
<b>Tabla de contenidos .....</b>	<b>xv</b>
<b>Lista de figuras .....</b>	<b>xix</b>
<b>Lista de tablas .....</b>	<b>xxv</b>
<b>Capítulo 1 Introducción .....</b>	<b>1</b>
1.1 Motivación.....	1
1.2 Objetivos.....	3
1.3 Estructura .....	4
<b>Capítulo 2 Revisión de la literatura .....</b>	<b>7</b>
2.1 Transferencia de calor mediante impacto de chorros: definición general y usos .	7
2.2 Fenómenos físicos asociados.....	11
2.2.1 Transferencia de calor .....	11
2.2.2 Dinámica de fluidos .....	15
2.3 Técnicas experimentales .....	20
2.3.1 Velocidad, presión y esfuerzo cortante.....	20
2.3.2 Temperatura-Flujo térmico .....	24
2.4 Técnicas de modelización y simulación .....	26
2.4.1 Correlaciones empíricas .....	26

2.4.2 Simulación numérica .....	28
2.5 Técnicas de optimización.....	31
2.6 Análisis del estado del arte.....	32
<b>Capítulo 3 Optimización Multiobjetivo de un Sistema de Impacto de Chorro de Aire</b>	<b>35</b>
3.1 Introducción.....	35
3.1.1 Gestión térmica de la electrónica.....	35
3.1.2 Mejora de la transferencia de calor mediante Impacto de Chorro de Aire..	36
3.1.3 Optimización Particle Swarm Optimization .....	39
3.2 Métodos.....	40
3.2.1 Procedimiento de diseño de la placa de impacto de chorro de aire .....	40
3.2.2 Cálculos termo-hidráulicos .....	43
3.2.3 Tiempo de mecanizado .....	46
3.2.4 Estructura del algoritmo PSO .....	48
3.3 Solución propuesta .....	49
3.3.1 Función de coste del algoritmo PSO.....	49
3.3.2 Parámetros del algoritmo PSO .....	50
3.4 Discusión de resultados .....	51
3.4.1 Datos del caso de estudio.....	51
3.4.2 Resultados calculados.....	52
3.5 Conclusiones.....	55
<b>Capítulo 4 Comparación experimental de esquemas de <i>crossflow</i> de un sistema de impacto de chorro de aire y aplicación teórica a la mejora de la eficiencia fotovoltaica</b>	<b>57</b>
4.1 Introducción.....	57
4.2 Materiales y métodos.....	62
4.2.1 Configuración experimental .....	62

*Refrigeración mediante impacto de aire de dispositivos de alto flujo térmico*

*Tabla de contenidos*

4.2.2 Modelo de estimación de eficiencia fotovoltaica .....	67
4.3 Resultados .....	69
4.3.1 Respuesta hidráulica del sistema .....	69
4.3.2 Distribución térmica y transferencia de calor .....	71
4.3.3 Efecto de la refrigeración en la eficiencia de una célula fotovoltaica.....	77
4.4 Discusión de resultados.....	80
4.5 Conclusiones.....	82
<b>Capítulo 5 Modelado Experimental y Numérico de un Sistema de Impacto de Chorro de Aire .....</b>	<b>85</b>
5.1 Introducción.....	85
5.2 Materiales y métodos.....	89
5.2.1 Configuración experimental .....	90
5.2.2 Configuración computacional.....	96
5.3 Resultados y discusión.....	103
5.3.1 Esfuerzo cortante superficial .....	103
5.4 Conclusiones.....	120
<b>Capítulo 6 Conclusiones y líneas futuras .....</b>	<b>123</b>
<b>Referencias .....</b>	<b>125</b>



## Lista de figuras

---

Figura 1 Regiones del flujo de un chorro único (adaptado de [4]).....	8
Figura 2 Esquema de configuración de múltiples chorros con placa de impacto y placa objetivo.....	8
Figura 3 Esquema de vista superior que muestra la diferencia entre los cuatro tipos de esquemas de crossflow. Las flechas o toberas de colores muestran la dirección del flujo que ya ha intercambiado calor.....	9
Figura 4 Transferencia de calor desde una superficie caliente al aire mediante convección. Imagen obtenida de [16]......	12
Figura 5 Influencia de $Re$ y $zD$ sobre el flujo térmico y el número de Nusselt. Adaptado de [19].....	14
Figura 6 Variación radial de coeficientes de transferencia de calor entre una superficie y un chorro que impacta. ....	15
Figura 7 Desarrollo de una capa límite y paso de laminar a turbulento con sus distintos perfiles de velocidad. Imagen obtenida de [16]......	16
Figura 8 Colisión entre flujos de chorros adyacentes entre la placa de impacto y la placa de impingement. Adaptado de [4]. ....	19
Figura 9 Estructuras coherentes de vórtices identificadas en un sistema de impingement rectangular. Tomado de Ichikawa et al. [23].....	20
Figura 10 a) Aparato empleado para medir presión estática y dinámica en un impacto de chorro [25]. b) Esquema básico de un anemómetro de hilo caliente [26]. ....	21
Figura 11 Principio de funcionamiento de la lámina sensible a la presión para análisis de zonas de estancamiento en chorros Imagen tomada de Chen et al. [30]. ....	22
Figura 12 Configuración experimental y campo de velocidades procesado mediante PIV del impacto de un chorro en presencia de crossflow [34]......	23
Figura 13 Esquema de medición de esfuerzo cortante superficial de impacto de chorro mediante a) tubo de Preston, b) sonda Stanton. Obtenido de [36] y [40]. ....	23
Figura 14 a) Resultado de fluido de visualización superficial en un impacto de chorro múltiple [22] y b) esquema de adquisición de datos de la interferometría para medición del espesor de la capa de aceite [42]. ....	24

## Refrigeración mediante impacto de aire de dispositivos de alto flujo térmico

### Lista de figuras

Figura 15 a) Sonda Gardon empleada en análisis de impacto de chorro [19] y b) sensor de flujo térmico empleado para el estudio de una agrupación de toberas por Barbosa et al. [43].	25
Figura 16 a) Diferentes tipos de TLC para análisis del crossflow [6] y b) distribución de Numero de Nusselt para un impacto de chorro oblicuo con fósforo termográfico[48].	26
Figura 17 Configuraciones óptimas para agrupaciones de toberas circulares para una determinada tasa de soplado por unidad de área y distancia hasta la placa objetivo. Obtenido de [21].	27
Figura 18 Comparación visual de la velocidad de dos casos similares de un flujo turbulento resuelto mediante a) RANS [67] y b) LES [68]. El RANS es aproximadamente un promediado en el tiempo del flujo obtenido con LES, que va variando.	30
Figura 19 (a) Vista lateral de un esquema de un impacto de chorro de aire simple, regiones y comportamiento del fluido adaptados de [12]; (b) esquema de vista superior que muestra la diferencia entre tres tipos de crossflow. Las flechas muestran la dirección del flujo que ya ha intercambiado calor.	37
Figura 20 (a) Plano del empaquetado TO-247AC según el JEDEC. Obtenido de [102]; (b) Imagen en perspectiva del empaquetado.	41
Figura 21 Ejemplo de la geometría generada por el algoritmo descrito, con tres toberas en la dirección corta, tres toberas en la dirección larga, misma separación entre toberas en ambas direcciones y separación mínima entre el centro de cualquier tobera y el borde de la placa de impacto de $S_2$ .	42
Figura 22 Curva de flujo del soplador original (ebm-papst RL65-21/12H) frente a la presión estática (-) y las curvas correspondientes para sistemas con dos (- -), tres ( ) y cuatro (--) componentes a refrigerar por el soplador.	43
Figura 23 Esquema del proceso de mecanizado de las toberas por taladro y las distancias y medidas que intervienen en el cálculo del tiempo de fabricación. Las trayectorias en rojo son a la velocidad rápida $f_v$ y en azul a la velocidad de corte $f_z$ .	47
Figura 24 Representación espacial de la función de ajuste con respecto a las variables independientes $SD$ y $D$ .	54
Figura 25 Resultados de la solución, diámetro de tobera $D$ y separación adimensional entre centros de tobera $SD$ para la variación del peso de la temperatura en la función de costes.	55

Figura 26 Esquema del sistema de refrigeración de paneles fotovoltaicos por impacto de chorro de aire propuesto en este trabajo. El calor generado por la luz solar se disipa mediante chorros. Estos chorros (en rojo) se forman introduciendo aire en un colector, que escapa a través de una serie de toberas. ....	59
Figura 27 Vista lateral de un esquema de flujo de un chorro de aire único, regiones y comportamiento del fluido. Adaptado de [136]. ....	60
Figura 28 Esquema de vista superior que muestra la diferencia entre los cuatro tipos de esquemas de crossflow. Las flechas o toberas de colores muestran la dirección del flujo que ya ha intercambiado calor. ....	61
Figura 29 Banco de ensayos del conjunto de impacto de chorro de aire con la placa de impacto de mínimo crossflow. ....	63
Figura 30 En rojo, líneas de trayectoria de muestra de los esquemas de crossflow, mostrando la entrada y la salida de cada uno. Izquierda: placa de impacto de cero crossflow. Derecha: placa de impacto de mínimo crossflow. ....	64
Figura 31 Esquema del montaje experimental utilizado en este capítulo con los circuitos neumáticos y eléctricos. ....	65
Figura 32 Esquema de los flujos térmicos utilizados para el posprocesado a través de la placa objetivo, el sistema de medición y el impacto del chorro. Espesor fuera de escala. ....	66
Figura 33 a) Modelo térmico de convección natural y radiación. b) Modelo térmico de convección forzada y radiación. Figura adaptada de [144]. ....	68
Figura 34 Caída de presión provocada por las placas de impacto a cinco caudales de aire diferentes. ....	70
Figura 35 Contornos de temperatura de las imágenes térmicas infrarrojas para cero crossflow (columna de la izquierda) y mínimo crossflow (columna de la derecha) para el rango de trabajo de flujo 50-250 L/min. ....	72
Figura 36 Líneas de medición de la distribución de Nusselt. Líneas verticales en rojo de V1 a V3 y líneas horizontales en verde de H1 a H3. ....	74
Figura 37 Perfiles promediados del número Nusselt a lo largo de las líneas de la medición para cero crossflow (columna izquierda) y mínimo crossflow (columna derecha) para el rango de caudales de ensayo de 50-250 L/min. ....	75

Figura 38 Valores del número de Nusselt respecto a a) el número de Reynolds y b) la caída de presión a través de las placas de impacto de ambos esquemas de crossflow.	77
Figura 39 Variación de la potencia eléctrica generada respecto a la potencia de bombeo aplicada y al límite de eficiencia.....	80
Figura 40 Regiones del flujo de un chorro único (adaptado de [4]).....	85
Figura 41 Colisión entre flujos de chorro adyacentes en la placa objetivo (adaptado de [148]). .....	86
Figura 42 Banco de ensayos de impacto de chorro con placa de impacto de mínimo crossflow.....	91
Figura 43 Esquema de los movimientos realizados para eliminar el exceso de fluido de visualización superficial. Las gotas representan las zonas de goteo del fluido. ....	95
Figura 44 Placa objetivo lista para ser colocada en el banco de pruebas con el fluido de visualización superficial en la parte superior, la que se enfrentará al impacto de los chorros.....	95
Figura 45 Ensayo fluido de visualización superficial de un sistema de impacto de chorro de aire sobre una placa. ....	96
Figura 46 Dominio computacional con líneas y puntos de medida. ....	98
Figura 47 Distribución de las líneas de medición puntuales. ....	99
Figura 48 Malla en la placa de impacto. a) Malla gruesa; b) Malla media; c) Malla fina; d) Detalle del mallado de la zona de influencia de una tobera. ....	100
Figura 49 Escalas de longitud de Taylor y resoluciones de malla para los puntos y líneas de medición empleadas.....	103
Figura 50 Elementos analizables del flujo superficial y denominación de la ubicación de las toberas. ....	105
Figura 51 Comparación de las trazas de fluido de visualización superficial y los contornos de esfuerzo cortante superficial de las simulaciones CFD. a) Experimental; b) LES; c) RANS; d) URANS; e) DES S-A; f) DES k- $\omega$ .....	106
Figura 52 Comparación de los chorros centrales de la placa de impacto. a) Experimental; b) LES; c) RANS; d) URANS; e) DES S-A; f) DES k- $\omega$ . ....	108
Figura 53 Comparación de los chorros laterales de la placa de impacto. a) Experimental; b) LES; c) RANS; d) URANS; e) DES S-A; f) DES k- $\omega$ . ....	109

*Refrigeración mediante impacto de aire de dispositivos de alto flujo térmico*

*Lista de figuras*

Figura 54 Comparación de los chorros de esquina de la placa de impacto. a) Experimental; b) LES; c) RANS; d) URANS; e) DES S-A; f) DES k- $\omega$ .....	111
Figura 55 Comparación de las regiones fuente entre chorros. a) Experimental; b) LES; c) RANS; d) URANS; e) DES S-A; f) DES k- $\omega$ .....	113
Figura 56 Comparación de las regiones fuente de la placa de impacto. a) Experimental; b) RANS; c) URANS; d) DES S-A; e) DES k- $\omega$ ; f) LES. ....	115
Figura 57 Esfuerzo cortante superficial de las simulaciones numéricas y tonalidad de gris de la simulación experimental en las líneas de medición. (a) X1; (b) X2; (c) X3 .....	117
Figura 58 Esfuerzo cortante superficial de las simulaciones numéricas y tonalidad de gris de la simulación experimental en las líneas de medición. (a)Y1; (b) Y2; (c) Y3. ....	118



## **Lista de tablas**

---

Tabla 1 Valores experimentales del coeficiente de descarga <b><i>C<sub>d</sub></i></b> . Datos obtenidos de [105], [106]. .....	44
Tabla 2 Soluciones propuestas por el algoritmo de optimización de PSO que satisfacen el criterio especificado en los parámetros. ....	52
Tabla 3 Parámetros geométricos de la placa de impacto. ....	64
Tabla 4 Capas y materiales considerados para el modelo de carga térmica solar. ....	67
Tabla 5 Condiciones de contorno del modelo solar 1D. ....	69
Tabla 6 Coeficiente de ajuste y coeficiente de determinación para la curva de caída de presión frente a caudal.....	71
Tabla 7 Gráfico de balance de potencia de la célula fotovoltaica refrigerada por cero crossflow y comparación con el caso base (convección natural).....	78
Tabla 8 Gráfico de balance de potencia de la célula fotovoltaica refrigerada por mínimo crossflow y comparación con el caso base (convección natural).....	78
Tabla 9 Parámetros geométricos de la placa de impacto. ....	91
Tabla 10 Proporciones iniciales y finales de la mezcla en peso. ....	93
Tabla 11 Dimensiones de las mallas simuladas. ....	100
Tabla 12 Calidad de malla de las mallas probadas (valores medios). ....	100
Tabla 13 Error relativo medio (en %) del estudio de la dependencia de la malla en las simulaciones con técnicas RANS, URANS y DES. ....	102



## **Capítulo 1 Introducción**

---

### **1.1 Motivación**

Las comodidades que brinda la tecnología a la sociedad actual son consecuencia de la evolución de los componentes que la conforman. El suministro energético, la movilidad o los dispositivos de comunicación e información evolucionan para ser capaces de satisfacer unas demandas de consumo, prestaciones y funcionalidades cada vez mayores. La electrónica de potencia juega un papel fundamental en todas estas áreas, y una buena gestión térmica es una tarea ineludible para su correcto funcionamiento.

Los componentes electrónicos destinados a la gestión de la energía eléctrica han ido sufriendo una paulatina reducción en su tamaño, pero un incremento en sus capacidades. Esto da lugar a un incremento en la densidad de potencia. Por tanto, las pérdidas en forma de calor inherentes al funcionamiento de estos componentes son mayores y han de ser evacuadas. Debido a la suficiencia actual de los sistemas de refrigeración, la incidencia sobre los aspectos térmicos no es prioritaria en el diseño de estos componentes.

Las perspectivas de futuro indican que los sistemas actuales de refrigeración pueden llegar a ser insuficientes, por lo que la búsqueda y uso de tecnologías que permitan obtener refrigeraciones para ultra alto flujo térmico ( $1.000-100.000 \text{ W cm}^{-2}$ ) son deseables. Una de las tecnologías que puede satisfacer estas necesidades de evacuación térmica es el impacto de chorro o *jet impingement*.

La tecnología de impacto de chorro consiste en la formación de chorros de fluido que, al impactar con el objeto a refrigerar, realizan un intercambio de energía térmica. La tecnología de intercambio de calor por convección forzada que mayores coeficientes de transferencia de calor ofrece. Sin embargo, pese a ser una técnica muy extendida en ámbitos donde prácticamente es la única alternativa, su uso podría estar más extendido. A continuación, se exponen algunas de los motivos que hacen que el impacto de chorro tenga una presencia inferior al esperado ante una capacidad de transferencia de calor tan elevada.

Por un lado, comparando estos sistemas con otros métodos clásicos y más conocidos como los intercambiadores de convección por aletas, no existe una metodología de

diseño de sistemas de refrigeración sencilla. Al mismo tiempo, en la definición de un sistema de impacto de chorro intervienen múltiples variables físicas y de funcionamiento.

Por otro lado, las investigaciones relacionadas con esta tecnología acostumbran a buscar mejoras en la transferencia de calor dejando de lado el consumo energético necesario para generar el caudal que forma los chorros de aire. Esta es la debilidad más evidente de este método de refrigeración, y ante una necesidad creciente de optimización y ahorro energético, su utilización podría descender.

Por último, es una tecnología cuyo análisis experimental tan solo es sencillo para variables macroscópicas, como la temperatura final obtenida o el caudal de entrada. La optimización o diseño para sistemas particulares puede requerir conocer con mayor precisión el comportamiento de los chorros para poder efectuar las modificaciones pertinentes y lograr los resultados deseados.

El Programa del Doctorado en Ingeniería Física de la Universidad del País Vasco, bajo el cual se presenta este trabajo de investigación, tiene como objetivo formar investigadores que sean capaces de aplicar procedimientos físicos de diversas disciplinas especializadas a problemas técnicos variados. Del mismo modo, CS Centro Stirling S. Coop. como unidad de I+D+i del grupo empresarial Mondragón Componentes provee soluciones relacionadas con la energía y eficiencia a las empresas que lo constituyen.

Las sinergias existentes entre ambas instituciones y una necesidad técnica de futuro han motivado la realización de este trabajo, en el que se busca dar respuesta y solucionar los problemas identificados en la tecnología de impacto de chorro. De este modo, se espera conseguir facilitar el acceso al impacto de chorro como tecnología de refrigeración.

## **1.2 Objetivos**

Considerando las crecientes necesidades y requisitos de gestión térmica, la existencia de una tecnología eficaz para tal propósito, las capacidades técnicas disponibles y una serie de oportunidades de investigación, los objetivos de esta tesis son:

- Desarrollar una metodología de diseño y optimización multiobjetivo para la refrigeración de componentes electrónicos de alto flujo térmico.
- Evaluar, desde un punto de vista de rendimiento neto, las capacidades de dos configuraciones distintas de impacto de chorro para contribuir a la eficiencia de un sistema de generación de energía.
- Identificar una técnica experimental y otra computacional de suficiente precisión y sencillez que permitan acercarse al diseño de detalle de sistemas de refrigeración con impacto de chorro.

### **1.3 Estructura**

La estructura de esta tesis se divide en un total de seis capítulos, incluyendo este capítulo introductorio y un capítulo final donde se analizarán las conclusiones y líneas futuras de desarrollo.

En primer lugar, en el capítulo 2, se presenta una revisión de la literatura del impacto de chorro como técnica de transferencia de calor. En este análisis se parte de los conceptos físicos básicos que intervienen en el proceso de intercambio térmico y se va profundizado en las distintas técnicas de análisis experimental, de modelización y de optimización.

A continuación, se desarrollan los capítulos 3, 4 y 5, los cuales pretenden dar respuesta a los objetivos planteados en la sección 1.2 .

En el Capítulo 3 se busca desarrollar una metodología de optimización de sistemas de refrigeración de componentes electrónicos mediante impacto de chorro. Junto a esta metodología de optimización se muestra un procedimiento de cálculo empleando sistemas de alimentación como los que se pueden encontrar en aplicaciones reales, como ventiladores o soplantes. Para ejemplificar este caso, se ha tomado como referencia un transistor del tipo IGBT como los empleados habitualmente en aplicaciones de generación de energía en instalaciones fotovoltaicas. La optimización de las variables que definen el número, posición y geometría de las toberas donde se generan los chorros se realiza mediante un algoritmo de optimización multiobjetivo del tipo *Particle Swarm Optimization* PSO. Los resultados muestran que el algoritmo es capaz de encontrar la solución óptima para cada ponderación de las variables de diseño solicitada.

En el capítulo 4 se compara la capacidad de refrigeración de dos sistemas de impacto de chorro sobre una aplicación práctica: un panel fotovoltaico. La diferencia entre ambos es la configuración de *crossflow*. Por un lado, se desea conocer qué ventajas presenta cada uno de ellos en términos de calor absoluto extraído y uniformidad. El factor diferenciador de este estudio es que se compara la ganancia neta de energía generada por mantener la célula fotovoltaica a menor temperatura con la energía necesaria para impulsar el aire de refrigeración. Se ha encontrado una combinación de geometría y caudal que permite incrementar la eficiencia de generación en un 6.60%.

## *Refrigeración mediante impacto de aire de dispositivos de alto flujo térmico*

### *Introducción*

En el capítulo 5 se analiza con detalle la interacción entre los chorros de un sistema de impacto de chorros múltiple. El foco se sitúa en el esfuerzo cortante superficial que ejerce el fluido sobre la superficie, pues este guarda una estrecha relación con el potencial de refrigeración. Se realiza una comparación de fortalezas y debilidades de distintas técnicas de simulación CFD. Para evaluarlos, se emplea la técnica experimental de visualización superficial de flujo. Las trazas que deja el fluido al interactuar con los chorros permiten comparar cualitativamente los campos de esfuerzo cortante superficial obtenido en las simulaciones. Se han comparado hasta cuatro regiones de interés de interacción de los chorros. Los resultados muestran un mejor rendimiento de la técnica LES para la predicción de las zonas de estancamiento, y la forma y tamaño de la región de la fuente diagonal entre toberas.



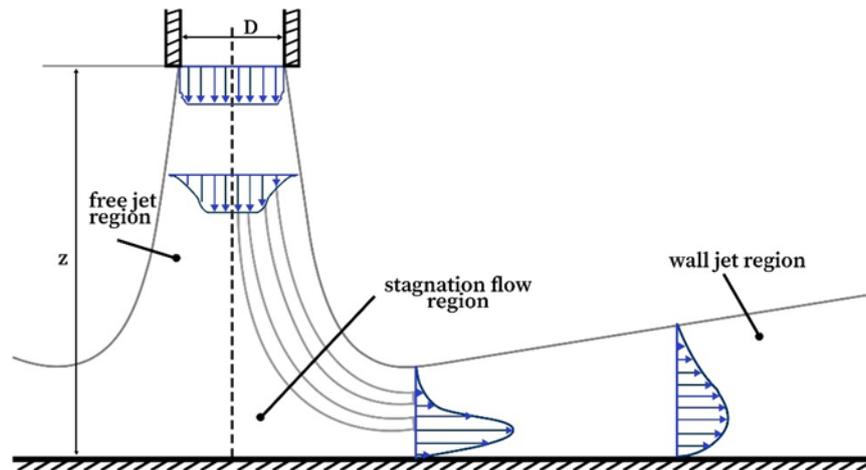
## **Capítulo 2 Revisión de la literatura**

---

### **2.1 Transferencia de calor mediante impacto de chorros: definición general y usos**

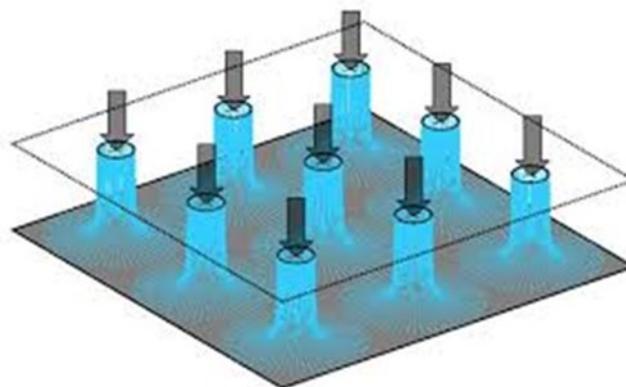
El impacto de chorro, o *jet impingement* en inglés, es un método de transferencia de calor. Consiste en la formación de un chorro de un fluido, el cual impacta posteriormente sobre una superficie. En ese proceso de impacto se produce un intercambio de energía térmica entre el fluido en movimiento y la superficie, por lo que se trata de una técnica de convección forzada. Si bien la transferencia de calor puede calentar o enfriar el objetivo, la investigación aquí expuesta se ha centrado en la refrigeración.

La formación del chorro tiene lugar en un orificio denominado tobera. Esta tobera puede ser la salida de una tubería o conducto o ser un orificio practicado en una placa o sólido. La disposición de la tobera es normal a la superficie, aunque existen casos y estudios donde se analizan otros ángulos [1]. La sección de la tobera es un parámetro determinante en las capacidades de intercambio térmico. Normalmente son circulares al igual que los tubos y por la facilidad de fabricación mediante taladrado, aunque existen alternativas, como ranuras, e investigaciones que usan este factor como objeto de estudio y mejora [2]. En cuanto a la superficie de impacto, placa objetivo o *target plate*, esta es habitualmente el propio componente o elemento con el que se quiere hacer un intercambio térmico. La mayoría de los estudios y aplicaciones se centran en placas objetivo planas, aunque el objetivo puede tener cualquier aspecto [3]. En la Figura 1 se muestra un esquema de un chorro de aire único con los elementos descritos anteriormente.



**Figura 1** Regiones del flujo de un chorro único (adaptado de [4]).

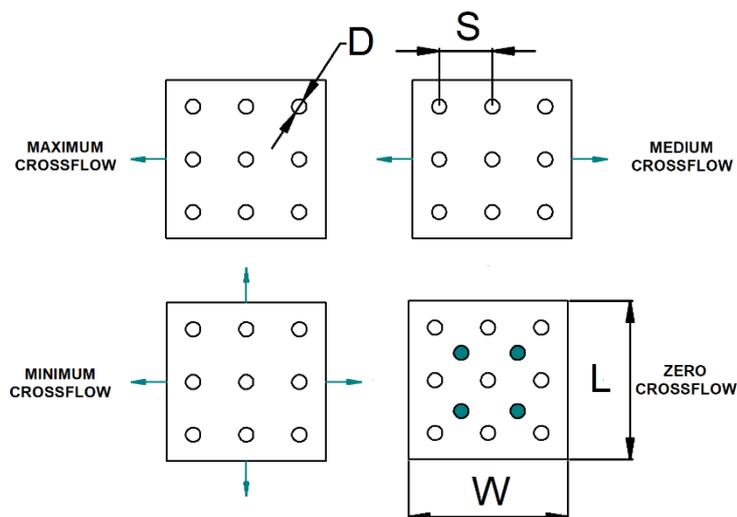
El uso de chorros de aire únicos está asociado a la refrigeración de puntos calientes o elementos de pequeño tamaño en relación con la tobera donde se forma el chorro [5]. En la mayoría de las aplicaciones prácticas de transferencia de calor, el objeto a refrigerar tiene una superficie amplia con una temperatura relativamente uniforme. Para efectuar el intercambio de calor usando impacto de chorro, lo habitual es emplear agrupaciones de toberas. Un método práctico para generar estas agrupaciones es la perforación de placas formando patrones con distintas distribuciones [6] siendo lo más habitual matrices rectangulares. A esta placa se la denomina placa de impacto o *impingement plate*. Una gran ventaja asociada al empleo de placas de impingement es la uniformidad de la refrigeración obtenida. En la Figura 2 se muestra un conjunto esquemático de impacto de chorro con placa de impacto con varias toberas.



**Figura 2** Esquema de configuración de múltiples chorros con placa de impacto y placa objetivo.

Las ventajas de uniformidad que se obtienen gracias al uso de placas de impacto conllevan un incremento en la complejidad de la dinámica de fluidos que rige esta

técnica de intercambio de calor. Esta complejidad es consecuencia de un fenómeno denominado flujo cruzado o *crossflow*. Este se define como la masa de fluido que se desplaza atravesando el dominio de algunas toberas y que proviene de los chorros formados por otras toberas. La salida de fluido del conjunto placa de impacto-placa objetivo es la que define el tipo y efectos que causa el *crossflow*. En la Figura 3 se muestra un esquema de las configuraciones de salida del fluido que existen en impacto de chorro. Además del *crossflow*, la interacción del fluido con los chorros adyacentes al encontrarse tras haber impactado en el objetivo genera múltiples fenómenos físicos que serán descritos con mayor detalle en la sección 2.2.2.2 de este mismo capítulo.



**Figura 3** Esquema de vista superior que muestra la diferencia entre los cuatro tipos de esquemas de *crossflow*. Las flechas o toberas de colores muestran la dirección del flujo que ya ha intercambiado calor.

Para la formación del chorro es necesario alimentar a la tobera o toberas con un fluido. A diferencia de sistema de intercambio de calor pasivo, como puede ser un disipador de aletas o pines o un *heat-pipe*, un sistema de impacto de chorro requiere de una alimentación externa. Esto quiere decir que requiere un trabajo externo para realizar la transferencia de calor y, por consiguiente, tiene asociado un consumo energético. Esto se puede considerar una desventaja de esta tecnología para la refrigeración. Sin embargo, entre las ventajas que aporta un sistema activo de control térmico [7], [8] se encuentran: un mejor control de la temperatura; mayores tasas de transferencia de calor frente a otros sistemas de convección forzada; posibilidad de focalizar la

refrigeración en un punto concreto y adecuarla en sistemas donde el foco térmico es heterogéneo.

En cuanto a las aplicaciones del impacto de chorros a nivel industrial se pueden señalar las siguientes aplicaciones. En las turbinas de gas, debido al incremento en las temperaturas que se persigue para incrementar la eficiencia de generación, la integridad de los álabes se ve comprometida [9]. Otra aplicación interesante, en la que además se combina la transferencia de calor con la transferencia de masa es el secado industrial, especialmente de productos continuos como textiles o papel. El uso de impacto de chorros permite el secado de productos de grandes dimensiones a velocidades de transporte de más de 90 km/h [10]. En procesos industriales de alta temperatura, como el calentamiento de algunos tipos de horno con presencia de llama, hacer impactar estas llamas como si fuesen chorros de fluido permite el incremento hasta tres veces de la tasa de transferencia de calor [11]. La aplicación que motivó originalmente este trabajo de investigación fue la refrigeración de componentes electrónicos de alta potencia. Con el avance tecnológico de fabricación de circuitos integrados y a miniaturización, las tecnologías tradicionales de refrigeración se están encontrando con un límite físico de transferencia de calor. El impacto de chorro es una tecnología activa que permite eliminar el calor de un modo eficaz. En aplicaciones donde el peso es crítico, como por ejemplo la aeronáutica o aplicaciones militares, el uso de impacto de chorros en conjunto con diversos fluidos con o sin cambio de fase permiten alcanzar tasas de transferencia de calor de hasta  $100 \text{ Wm}^{-2}$  [12]. Además, el descenso de la temperatura del componente es beneficiosa para la eficiencia de funcionamiento de este, como pueden ser los transistores de electrónica de potencia usados en inversores para energía solar, ya que las pérdidas de conmutación tienen relación con la temperatura [13]. Relacionado con estos componentes, otra interesante aplicación que ha sido objeto de esta tesis ha sido la gestión térmica de generación de energía renovable. Tecnologías como la energía solar fotovoltaica no solo relacionan su eficiencia con la temperatura, en una relación de hasta -0.45% por cada grado adicional [14], sino que además vinculan la vida útil de los captadores con la temperatura de servicio [15].

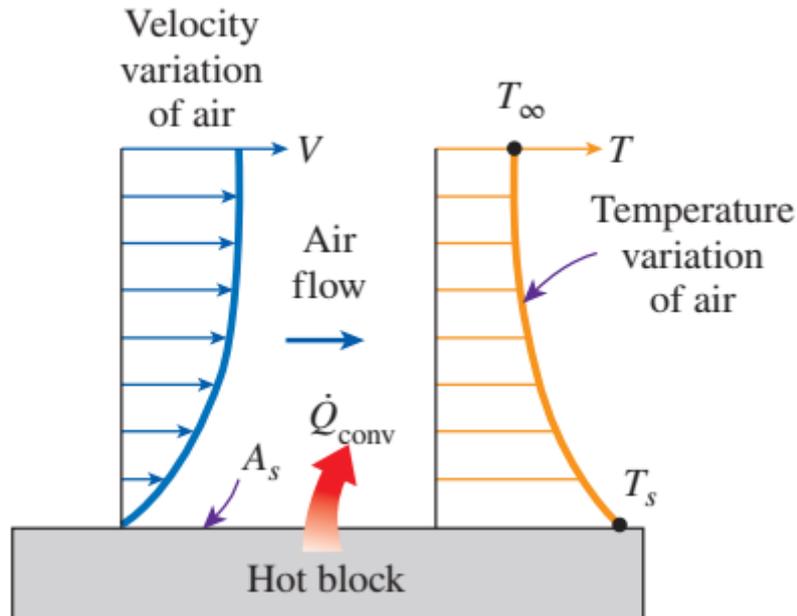
## **2.2 Fenómenos físicos asociados**

En este apartado se definen los conceptos físicos y principales efectos e interacciones que tienen lugar en la transferencia de calor mediante impacto de chorro para facilitar la comprensión de los capítulos siguientes.

### **2.2.1 Transferencia de calor**

#### *2.2.1.1 Definiciones generales*

La convección es un modo de transferencia de energía en el cual intervienen una superficie sólida y un gas en movimiento relativo. A mayor velocidad de movimiento, mayor será la transferencia de calor convectiva. En el caso de que no exista movimiento alguno del fluido, la transferencia de calor se da por conducción pura, la cual es la transferencia de calor de la energía entre las partículas que forman una determinada sustancia. Este fenómeno de conducción es de baja relevancia para otras tecnologías de transferencia de calor, pero en el impacto de chorros se ha de tener en cuenta ya que en el punto de impacto con la placa objetivo se genera una zona de velocidad cero, la cual es responsable en parte de las altas tasas de transferencia de calor obtenidas. En el proceso de transferencia de calor mediante convección forzada, Figura 4, el calor pasa a la primera capa de fluido en contacto por la superficie. A partir de ahí, la combinación de movimiento de la corriente de fluido y la conducción dentro de las moléculas permite el intercambio de energía. Este tipo de convección, denominada forzada, requiere el uso de algún tipo de energía externa para propiciar el movimiento del fluido de intercambio de calor.



**Figura 4** Transferencia de calor desde una superficie caliente al aire mediante convección. Imagen obtenida de [16].

La interacción con el movimiento del fluido convierte este mecanismo en un problema físico de alta complejidad. Sin embargo, la tasa de transferencia de calor guarda una relación de proporcionalidad con el salto térmico entre la temperatura del fluido en movimiento  $T_{\infty}$  y la de la superficie  $T_s$ , lo cual hace que se pueda definir mediante la ley de enfriamiento de Newton. El área a través de la cual tiene lugar la transferencia de calor es  $A_s$ , y el factor de proporcionalidad entre estas variables es  $h$ , el coeficiente de transferencia de calor expresado en  $Wm^{-2}K^{-1}$ .

$$\dot{Q}_{conv} = hA_s(T_s - T_{\infty}) \quad (W) \quad (1)$$

Este parámetro ha de ser determinado experimentalmente y no depende únicamente del fluido, sino que es una combinación de la geometría, el tipo de movimiento del fluido y especialmente de la velocidad de este.

Volviendo a la Figura 4, el perfil térmico que se origina por el paso del fluido alrededor de la superficie se denomina capa límite térmica. Esta se desarrolla de forma paralela a la capa límite del fluido que se describe en la sección 2.2.2.1. Las moléculas de fluido que se encuentran en contacto con la superficie, que se considera uniforme, tienen temperatura  $T_s$ . Aquellas que no han sufrido aún intercambio térmico están a temperatura  $T_{\infty}$ . Conforme el fluido avanza, el propio movimiento interno de las capas

de fluido y la conducción entre sus partículas hace que se vaya intercambiando energía, incrementándose la temperatura de capas superiores y formando un perfil. Mientras esta variación perpendicular a la superficie sea significativa, se considera que esa zona forma parte de la capa límite térmica. Numéricamente, esta capa asciende hasta una cota donde  $T - T_S = 0.99(T_\infty - T_S)$ . A medida que el fluido avanza por la superficie, el espesor de capa aumenta.

La tasa de transferencia de calor tiene relación con el gradiente térmico de la capa límite térmica, y esta a su vez depende de la capa límite del fluido. El parámetro que relaciona ambas capas límite es el número de Prandtl, un cociente entre la difusividad del calor debido al movimiento del fluido y la conducción dentro del mismo. Fue descrito por Ludwig Prandtl, cuyos trabajos sobre la capa límite fueron pioneros [17].

$$Pr = \frac{\mu c_p}{k} \quad (2)$$

Otro número adimensional de importancia en este trabajo relacionado con la transferencia de calor es el número de Nusselt. Este número facilita la comparación de sistemas de intercambio térmico mediante la agrupación de ciertas variables. El número de Nusselt  $Nu$  relaciona el coeficiente de transferencia de calor  $h$ , el coeficiente de conducción térmica  $k$  y una longitud característica del sistema  $L_c$ .

$$Nu = \frac{hL_c}{k} \quad (3)$$

La importancia de este parámetro está en que indica cuanto mejor es un sistema de refrigeración convectivo comparado con la conducción en el fluido. Por tanto, es un indicador que permite comparar distintos sistemas de refrigeración por conducción forzada, como es el impacto de chorro.

La geometría y movimiento del fluido alrededor de la superficie determina la transferencia de calor y, por tanto, afecta al número de Nusselt. De este modo, este coeficiente  $Nu$  puede ser expresado mediante relaciones con la siguiente estructura, siendo  $m$  y  $n$  exponentes de ajuste y  $C$  una constante relacionada con la forma y velocidad del fluido circundante.

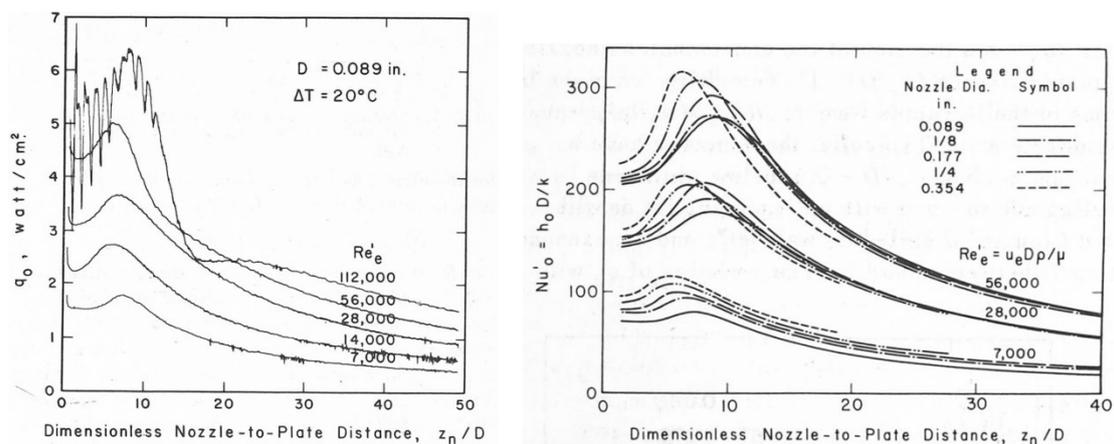
$$Nu = C Re_L^m Pr^n \quad (4)$$

Relaciones como esta se analizan con más detalle en la sección 2.4.1 , y son las más utilizadas para la modelización de transferencia de calor en sistemas de impacto de chorro.

### 2.2.1.2 Mecanismos de transferencia de calor en impacto de chorros

La transferencia de calor en el punto de estancamiento es una de las características específicas del impacto de chorros frente a otras técnicas de transferencia de calor. Para chorros únicos, los factores analizados en la literatura que influyen la transferencia de calor son la distancia de la salida de la tobera a la placa objetivo  $z/D$  y el número de Reynolds  $Re$ , definido en la sección 2.2.2.1 .

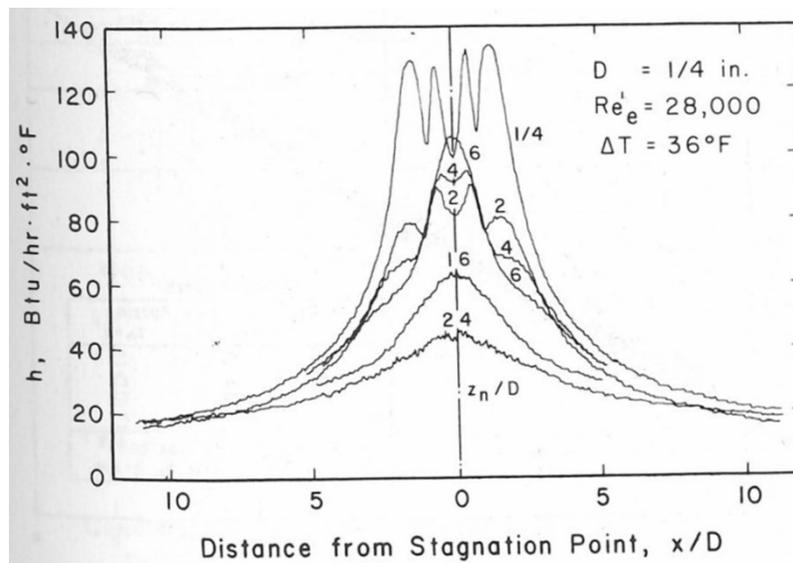
El flujo térmico para prácticamente todo el rango de  $Re$  con aplicaciones prácticas tiene un mínimo cuando el ratio  $z/D$  toma el valor 0.5, donde por cercanía entre elementos ni siquiera se puede considerar que se haya formado el chorro [18], y un máximo cuando alcanza un valor de 6-7. A partir de esa distancia, el valor va descendiendo. Si se analiza el número de Nusselt, el resultado varía, obteniéndose los máximos a valores superiores de  $z/D$  conforme se incrementa el  $Re$ . Para un mismo  $Re$ , a menor diámetro, el valor máximo de  $Nu$  se encuentra mayor distancia  $z/D$ . Esto varía en los casos de agrupaciones de toberas, donde se ha comprobado experimental y computacionalmente que el máximo. Ahí se aprecia la influencia de la longitud característica en este número adimensional.



**Figura 5** Influencia de  $Re$  y  $z/D$  sobre el flujo térmico y el número de Nusselt. Adaptado de [19]

Pasando del valor global a valores concretos dentro de cada caso, la variación de la altura adimensional genera una variación en el perfil radial del coeficiente de transferencia de calor  $h$ . Así, para valores elevados de  $z/D$ , el perfil tiene una forma de campana. Sin

embargo, conforme el valor se acerca a 6, se aprecia una perturbación que posteriormente se convertirá en un pico secundario conforme el valor se aproxime a 3, donde se aprecia con mayor claridad. A valores  $z/D < 4$ , en el punto de estancamiento se produce un descenso en el coeficiente  $h$ . Este fenómeno desconcertó a los primeros investigadores como Gardon y Cobonpue [19]. La explicación a este primer pico en la posición  $x/D < 4$  obedece a un cambio súbito de dirección al impactar el chorro, generando una rápida aceleración que, posteriormente y debido a la expansión en volumen, reduce la velocidad. Los picos ubicados a una distancia aproximada de  $x/D = 2$  son consecuencia de un vórtice toroidal que rodea el chorro. Como se ve, la transferencia de calor está íntimamente relacionada con los principales fenómenos fluidodinámicos que se analizarán en el siguiente apartado.



**Figura 6** Variación radial de coeficientes de transferencia de calor entre una superficie y un chorro que impacta.

## 2.2.2 Dinámica de fluidos

### 2.2.2.1 Definiciones generales

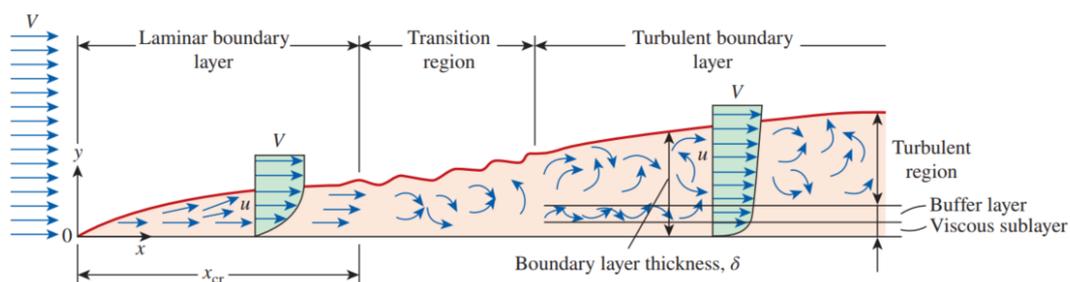
Al igual que en la transferencia de calor, el análisis fluidodinámico del impacto de chorro conlleva el uso de ciertas variables adimensionales que permiten caracterizar el fluido y predecir su comportamiento. Dejando al margen variables relacionadas con flujos no estacionarios y de fenómenos muy particulares de escasa importancia para una investigación con una orientación tan práctica como esta, la variable de mayor interés es el número de Reynolds, que ya ha aparecido en el apartado 2.2.1 .

Dependiendo de cómo se produzca el movimiento de un fluido, este se podrá clasificar como laminar o turbulento. En el primer tipo, las líneas de fluido siguen unas líneas predecibles y ordenadas, mientras que en el segundo caso se tiene que la velocidad sufre fluctuaciones y las líneas de corriente siguen patrones desordenados. La mayoría de los flujos son turbulentos, incluidas la mayoría de las aplicaciones prácticas en impacto de chorros. Sin embargo, la transición ha de tenerse en cuenta, ya que la detención del fluido en el punto de estancamiento y su posterior re-aceleración da lugar al paso de un régimen laminar a turbulento en algunos casos.

Variables como la superficie y su geometría o rugosidad, la velocidad y el tipo de fluido o las temperaturas de fluido y cuerpo afectan al régimen en el que se encuentra el fluido. Esto fue estudiado por Reynolds [20] y descubrió que el régimen depende de un ratio entre las fuerzas inerciales y viscosas del fluido.

$$Re = \frac{\text{Fuerzas inerciales}}{\text{Fuerzas viscosas}} = \frac{\rho V L_c}{\mu} \quad (5)$$

Para valores bajos de  $Re$ , las fuerzas viscosas asociadas a la viscosidad  $\mu$  son capaces de dominar el movimiento del fluido, mientras que un incremento de la velocidad  $V$  o la densidad del fluido  $\rho$  hace que estas no puedan mitigar las fluctuaciones de naturaleza aleatoria y por tanto se produzca la transición. El cambio de régimen también lleva asociado un cambio en el perfil de velocidades de la capa límite, Figura 7.



**Figura 7** Desarrollo de una capa límite y paso de laminar a turbulento con sus distintos perfiles de velocidad. Imagen obtenida de [16].

De manera análoga a la capa límite térmica, la capa límite de velocidad se define como la región de fluido comprendida entre el punto de contacto con la superficie de velocidad cero y el punto donde la velocidad  $V = 0.99V_{\infty}$ , siendo  $V_{\infty}$  la velocidad donde la velocidad del fluido no está afectada por la presencia de la superficie.

Este perfil de velocidades en contacto con la superficie genera una fuerza de arrastre o de fricción sobre la misma. Del mismo modo, las láminas de fluido consecutivas tienden a arrastrarse las unas a las otras. La fricción por unidad de área es el esfuerzo cortante  $\tau$ . En fluidos newtonianos como el aire empleado en esta investigación, este esfuerzo es proporcional al gradiente de velocidades en la superficie (presente en la capa límite) y a la viscosidad dinámica del fluido  $\mu$ , con lo que el esfuerzo cortante en la superficie  $\tau_w$  se define como:

$$\tau_w = \mu \frac{du}{dy} \quad (N/m^2) \quad (6)$$

En las capas límite turbulentas, el movimiento desordenado de las capas de fluido resulta en un perfil de velocidades con un gradiente de mayor magnitud en el punto de contacto con la superficie. Este esfuerzo cortante superficial provoca que el gradiente térmico sea a su vez mayor, con lo que en capas límite turbulentas, la transferencia de calor tiene una relación muy estrecha con el esfuerzo cortante. Esta relación es de especial interés para los experimentos y simulaciones llevadas a cabo en el Capítulo 5.

Otro efecto que se ha identificado en esta investigación es la separación y re-adhesión de la capa límite de velocidad a la superficie. La separación tiene lugar debido a la presencia de gradientes adversos de presión, o lo que es lo mismo, la dirección principal del fluido es hacia una zona con mayor presión. En esta situación, la pérdida de energía en las capas en contacto con la superficie propicia que se invierta su sentido. Esto desprende el fluido de la superficie y provoca vórtices y estructuras caóticas. En caso de pasar el fluido de nuevo a una zona con gradiente favorable de presión, la velocidad de las capas en contacto con la superficie volverá a tomar la dirección global del fluido en movimiento.

#### *2.2.2.2 Regiones y características del flujo en impacto de chorros*

Las regiones principales de un impacto de chorro único son tres; la zona de chorro libre, el punto de estancamiento y la zona de chorro superficial. Estas zonas están representadas en la Figura 1.

La región de chorro libre es donde se forma la estructura que da nombre a la técnica en torno a la cual gira este trabajo de investigación, el chorro. A la salida de la tobera, habitualmente de sección circular, el campo de velocidades es semejante al de un flujo

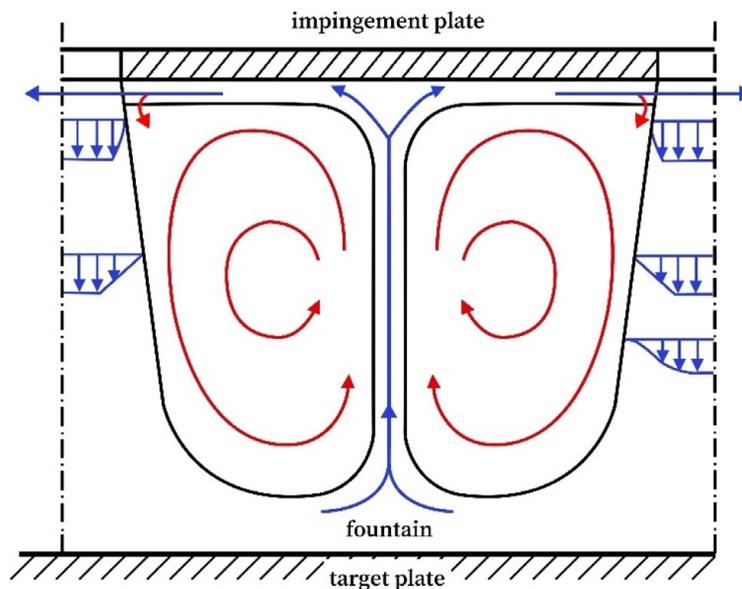
interno completamente desarrollado. La interacción viscosa con el fluido circundante provoca una reducción de la velocidad y en consecuencia un ensanchamiento del chorro. A medida que avanza, las capas de fluido que mantienen la velocidad de salida de la tobera se van estrechando. La línea o superficie que forman en su recorrido se denomina núcleo potencial. Una vez se sale de esta región, el fluido se considera completamente desarrollado y el perfil de velocidades tiene una distribución Gaussiana.

El chorro avanza hacia la superficie y hacia un punto donde la velocidad del fluido es cero y por tanto se va decelerando, el punto de estancamiento. Esta disminución en la componente normal a la superficie se sustituye por una componente tangencial. La reducción de la velocidad en el punto de estancamiento hace que en la zona predomine el flujo en régimen laminar. Martin [21] determinó que la extensión de esta zona de influencia laminar es de aproximadamente 1.2 veces el diámetro de la tobera en la dirección del chorro.

El giro del chorro al alcanzar la superficie provoca que se forme el chorro de pared o *wall jet*. Esta región tiene forma anular y se compone de dos zonas diferenciadas. En la primera, el fluido se acelera desde el punto de estancamiento de manera lineal, alcanzando un máximo que se sitúa alrededor de 1 diámetro de la tobera desde el punto de estancamiento. De nuevo, y al igual que ocurrió en el caso del chorro libre, la interacción con el fluido circundante provoca una reducción de los valores del perfil de velocidad, al igual que el esfuerzo tangente de las capas de fluido en contacto con la superficie, lo que hace crecer la capa límite del fluido. En esta zona, donde el chorro de pared ya está completamente desarrollado, vuelve a predominar el flujo turbulento.

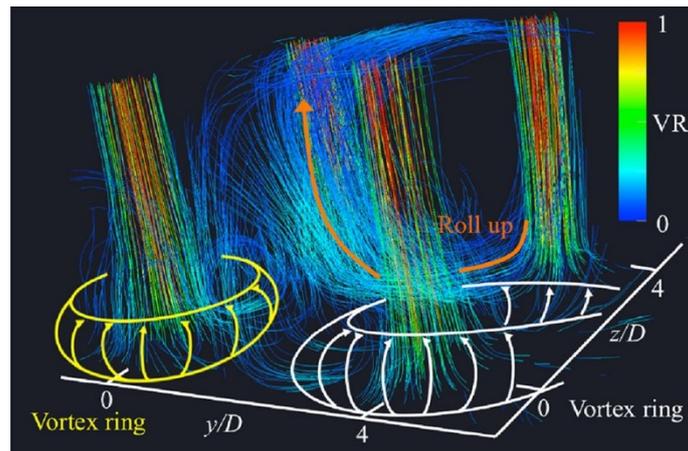
En la Figura 8 se muestra de forma esquematizada la interacción de dos chorros confinados entre la placa de impacto y la placa objetivo. Si bien en esencia las regiones de interés son las mismas que para chorros únicos, existen dos efectos que no se producían anteriormente. Por un lado, está la interacción entre chorros antes de impactar con la superficie. Esta interacción provoca desvíos en la trayectoria de los chorros. Sin embargo, este efecto se da a distancias entre placas muy superiores a lo estudiado en este trabajo. El efecto que sí tiene lugar es la unión de los chorros de pared en las denominadas regiones fuente. Para agrupaciones de chorros rectangulares, existen dos tipos de fuente, entre chorros, donde intervienen dos chorros y fuentes de

cruz, que están entre cuatro chorros que forman un cuadrado. El fluido que se había acelerado en la región anteriormente descrita y había comenzado a reducir su velocidad, ahora lo hace de manera más brusca por la presencia de un nuevo punto de estancamiento. La reducción de la sección produce una aceleración del fluido y un cambio de dirección, la cual será ahora opuesta a los chorros que han originado la interacción. Esta fuente ascenderá hasta la placa de impacto, donde no hay interés desde la transferencia de calor, pero formará el *crossflow* o flujo cruzado, el cual influirá en otros chorros mientras avanza hacia la salida del sistema. Las regiones fuente son interesantes ya que al ser puntos de baja velocidad perjudican la transferencia de calor, y en su interior se pueden encontrar interesantes elementos como parejas de vórtices [22], [23].



**Figura 8** Colisión entre flujos de chorros adyacentes entre la placa de impacto y la placa de impingement. Adaptado de [4].

Las geometrías radiales o cuadradas que se encuentran en las agrupaciones de impacto de chorros provocan vórtices toroidales o del tipo herradura en el caso de pertenecer a un chorro situado en el extremo de la placa.



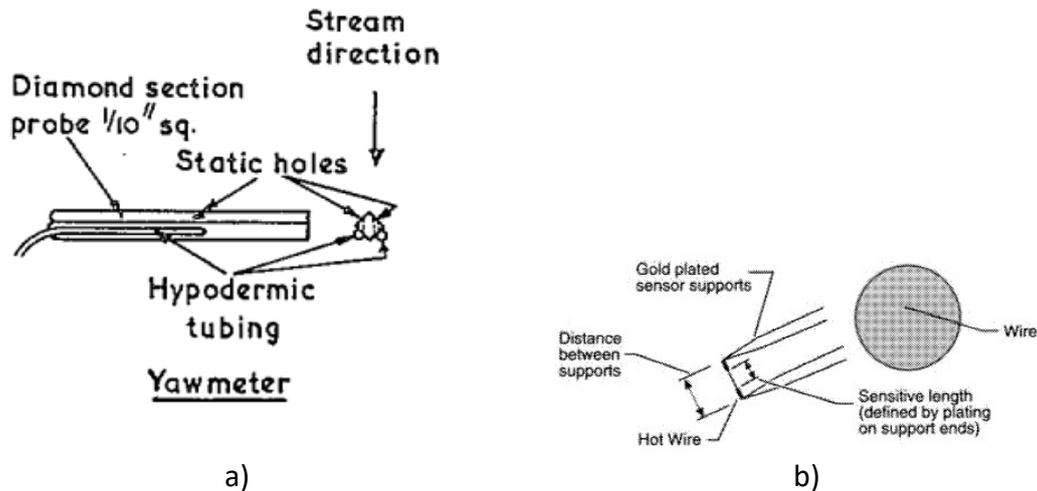
**Figura 9** Estructuras coherentes de vórtices identificadas en un sistema de impingement rectangular. Tomado de Ichikawa et al. [23]

## 2.3 Técnicas experimentales

La observación y análisis de los complejos mecanismos físicos que tienen lugar en los sistemas de impacto de chorro de aire requieren el uso de técnicas experimentales que permitan analizar las variables de interés en el proceso. Estas variables han sido presentadas en la sección 2.2 y son la presión, temperatura, velocidad, flujos térmicos y esfuerzo cortante superficial.

### 2.3.1 Velocidad, presión y esfuerzo cortante

Dos variables que guardan relación en la dinámica de fluidos son la presión y la velocidad. Mediante el uso de sondas de presión estática y dinámica es posible obtener ambos campos para la región de influencia del chorro. Las sondas de presión estática se sitúan de forma perpendicular a la dirección del fluido, mientras que las de presión dinámica se sitúan de manera colineal con las líneas de corriente. La técnica ha sufrido mejoras en cuanto a tamaños y precisión debido al paso de los años [24], pero en esencia mantiene los principios de las primeras investigaciones, como en la de Bradshaw y Love en 1959 [25].

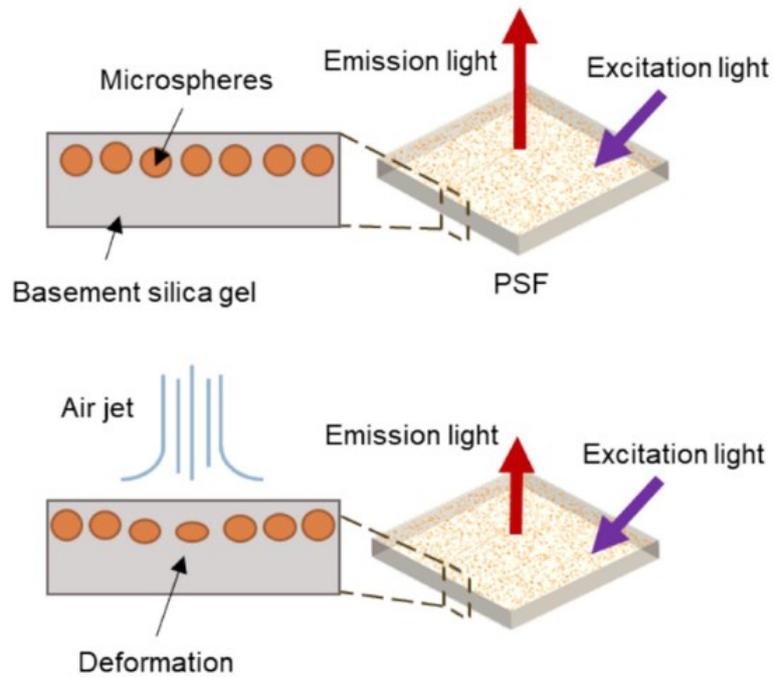


**Figura 10** a) Aparato empleado para medir presión estática y dinámica en un impacto de chorro [25]. b) Esquema básico de un anemómetro de hilo caliente [26].

Mediante una sonda muy similar a un tubo de Prandtl con una abertura enfrentada al fluido y otra perpendicular, se obtienen las presiones estáticas y dinámicas. Es interesante cómo la forma de la sonda es cuadrada y las dos aberturas de presión dinámica se encuentran en lados consecutivos. De este modo, se puede orientar la sonda para medir correctamente esta variable y, además, se obtiene la componente direccional del fluido.

La sonda mostrada anteriormente es válida para una región alejada de la placa objetivo, sin embargo, para esta zona se hace necesario el uso de sondas de presión estática instaladas en la placa de impacto mediante agujeros [27]. Esta técnica permite obtener mapas de presiones muy detallados en la zona que mayor influencia tiene sobre la transferencia de calor. Esta técnica sigue siendo habitual, especialmente en investigación básica sobre chorros [28], [29].

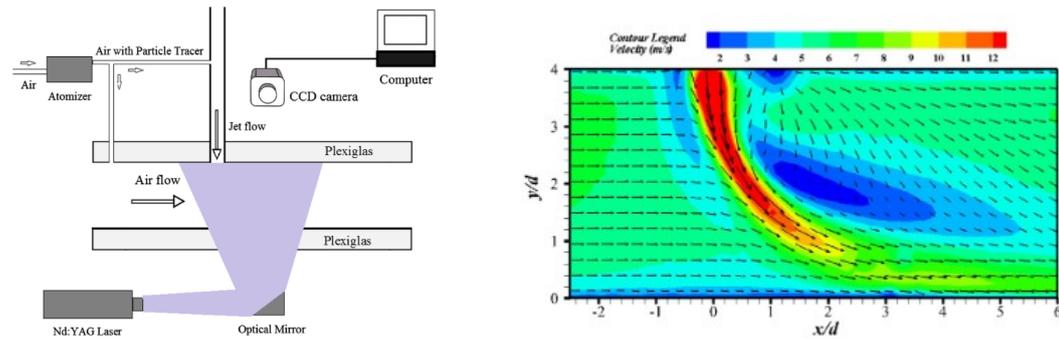
La presión puede ser analizada también mediante técnicas no invasivas, como las mediciones de la presión en la placa objetivo mediante una lámina sensible a la presión como en el trabajo de Chen *et al.* [30]. Este interesante método consiste en una lámina flexible en cuyo interior se ubica una serie de esferas. La acción del chorro sobre las esferas y la lámina produce una deformación, la cual cambia el modo en que las esferas reflejan la luz incidente, estableciéndose por tanto una relación entre la presión y la variación de la reflexión. Esta técnica está basada en la bio-mimética de las sepias.



**Figura 11** Principio de funcionamiento de la lámina sensible a la presión para análisis de zonas de estancamiento en chorros Imagen tomada de Chen et al. [30].

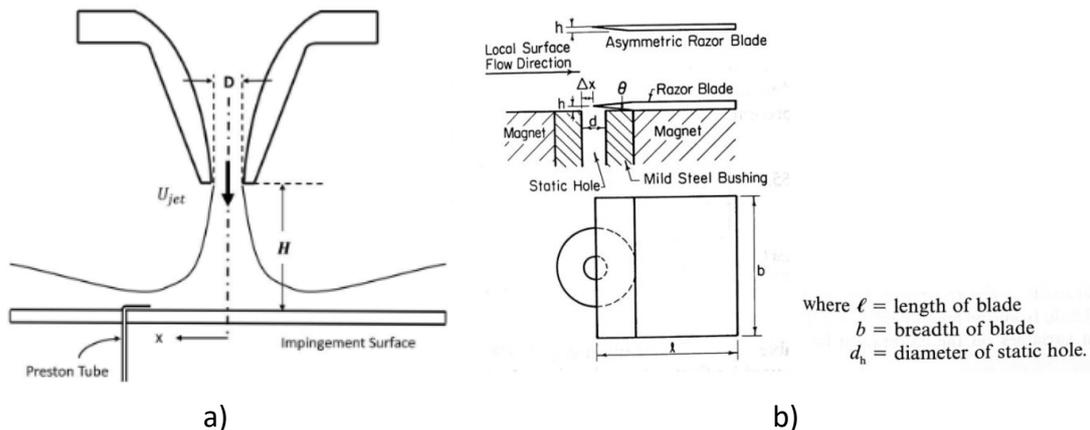
Otra técnica de medición de velocidad empleada en impacto de chorro es el uso de anemómetros de hilo caliente, o *Hot-wire anemometers* (HWA) [31], [32]. Esta técnica funciona situando un hilo caliente a una temperatura notablemente superior a la del fluido. Se establece una relación entre la transferencia de calor por conducción y la magnitud de la velocidad, que es determinada electrónicamente. En algunas sondas más complejas se puede obtener además de la magnitud, la dirección y sentido de la velocidad del fluido.

La técnica que más información aporta en cuanto a resolución espacial de la velocidad es el *Particle Image Velocimetry* (PIV). Esta técnica consiste en la introducción de unas partículas que causan la mínima perturbación posible en el fluido, las cuales son posteriormente fotografiadas por una cámara de alta velocidad mientras atraviesan un haz laser que define el plano de medición. Gracias a ella se pueden identificar estructuras complejas y de naturaleza rotatoria como vórtices [23], campos de fluidos para chorros en ángulo [33] y sistemas de mejora de la transferencia de calor con generadores de vórtices en impacto de chorro [34].



**Figura 12** Configuración experimental y campo de velocidades procesado mediante PIV del impacto de un chorro en presencia de crossflow [34].

El esfuerzo cortante superficial, como se ha indicado con anterioridad, tiene una gran influencia en la transferencia de calor en sistemas de impacto de chorro, especialmente en la zona del chorro anular que se forma tras el impacto. El tubo de Preston [35] se puede utilizar para esta finalidad [36], [37], siendo en esencia un tubo de Pitot pero de tamaño inferior a 1 mm, aunque existen sondas de hasta 30  $\mu\text{m}$  [38], de tal modo que permite obtener valores muy próximos a la superficie. Otro método empleado [39] es la sonda Stanton, la cual tiene en cuenta la presión diferencial entre un agujero de medición de presión estática al cual se le coloca encima una hoja afilada y el mismo agujero sin dicha hoja.

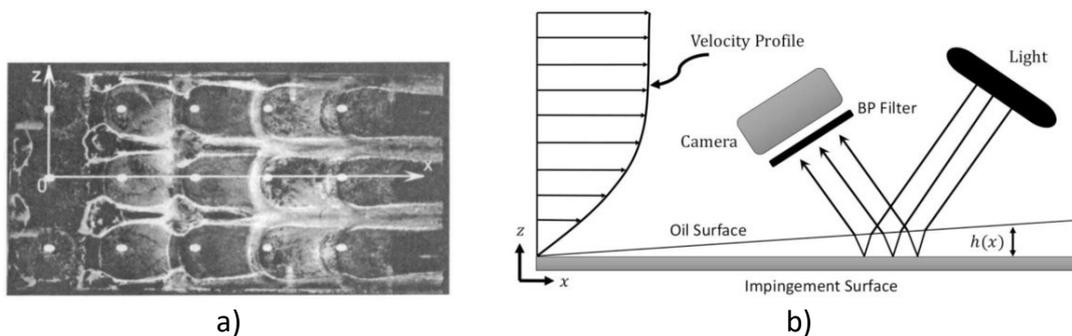


**Figura 13** Esquema de medición de esfuerzo cortante superficial de impacto de chorro mediante a) tubo de Preston, b) sonda Stanton. Obtenido de [36] y [40].

También es común el uso de líquidos para la medición del esfuerzo cortante, ya que estos son arrastrados por el chorro al impactar y formar el chorro superficial. Por un lado están las técnicas de visualización de flujo como las empleadas por Carcasci [41] y Bernard *et al.* [22], donde se emplea un fluido que puede ser parafínico, en el cual se dispersan una serie de pigmentos visibles que permiten la determinación de las

trayectorias seguidas por el fluido. Además de la dirección y sentido permiten observar la magnitud relativa del esfuerzo cortante, ya que aquellas zonas en donde sea superior no se acumulan estas partículas, mientras que sí lo hacen en zonas donde esta variable es baja. La sencillez y capacidad de este método de identificar otras características del fluido como vórtices o puntos de separación y re-adhesión ha hecho que se haya escogido como técnica para analizar el esfuerzo cortante superficial en un capítulo de este trabajo. La principal desventaja de este método es que solo es cualitativo, por lo que no arroja resultados absolutos.

Otra técnica basada en el uso de fluidos para la medición del esfuerzo cortante superficial es la interferometría de lámina de aceite. Este procedimiento se ha empleado por Dogruoz *et al.* [39], ofreciendo mejores valores que la sonda Stanton para zonas muy próximas al punto de estancamiento del chorro. Esta técnica relaciona el espesor de la capa de aceite que permanece sobre la superficie analizada con el esfuerzo cortante.



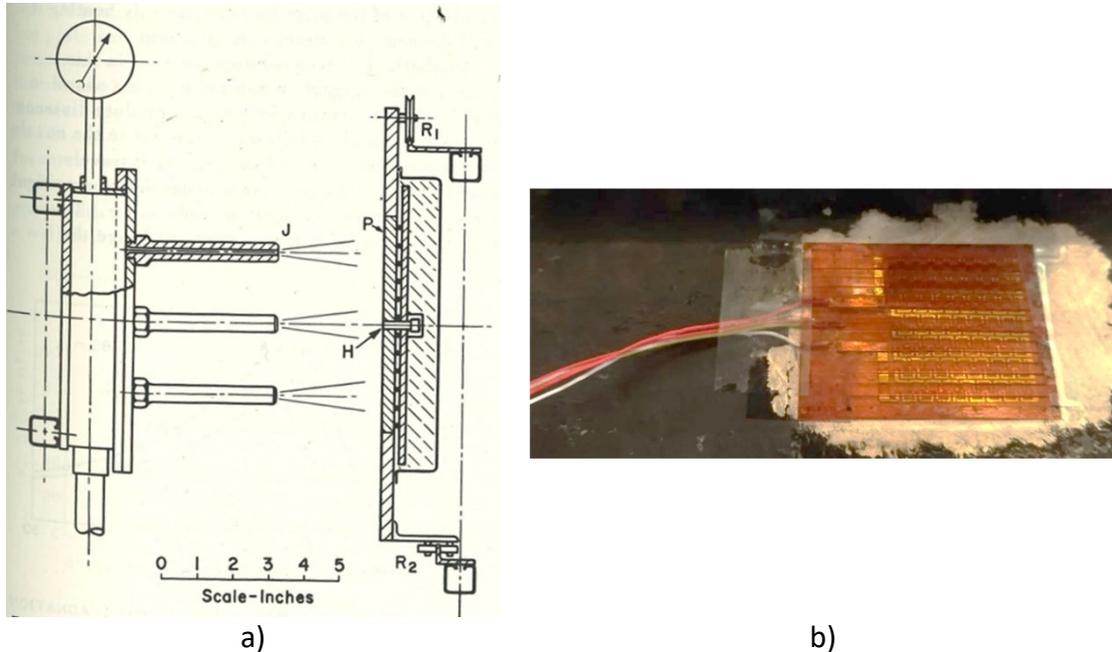
**Figura 14** a) Resultado de fluido de visualización superficial en un impacto de chorro múltiple [22] y b) esquema de adquisición de datos de la interferometría para medición del espesor de la capa de aceite [42].

### 2.3.2 Temperatura-Flujo térmico

Siendo la transferencia de calor uno de los principales usos del impacto de chorros, son numerosas las técnicas que se han empleado para la medición de las variables relacionadas, como son la temperatura y el flujo térmico.

El flujo térmico fue investigado originalmente por Gardon y Cobonpue [19] mediante un sensor de flujo de forma cilíndrica situado a ras de la placa de impacto. Esta placa de impacto estaba calefactada y era móvil. Haciendo barridos en el plano perpendicular al eje del chorro, se puede caracterizar el flujo térmico extraído por el efecto del impacto y el chorro anular. El principio de funcionamiento de esta sonda es el mismo que el de un termopar, lo que garantiza precisión y rapidez. Tal ha sido su popularidad, que dicha

sonda se denomina Sonda Gardon. Otras técnicas más recientes emplean sensores de flujo térmico planares de película delgada [43], pero en esencia son la misma técnica, basadas en las termoelectricidad o elementos resistivos dependientes de la temperatura.

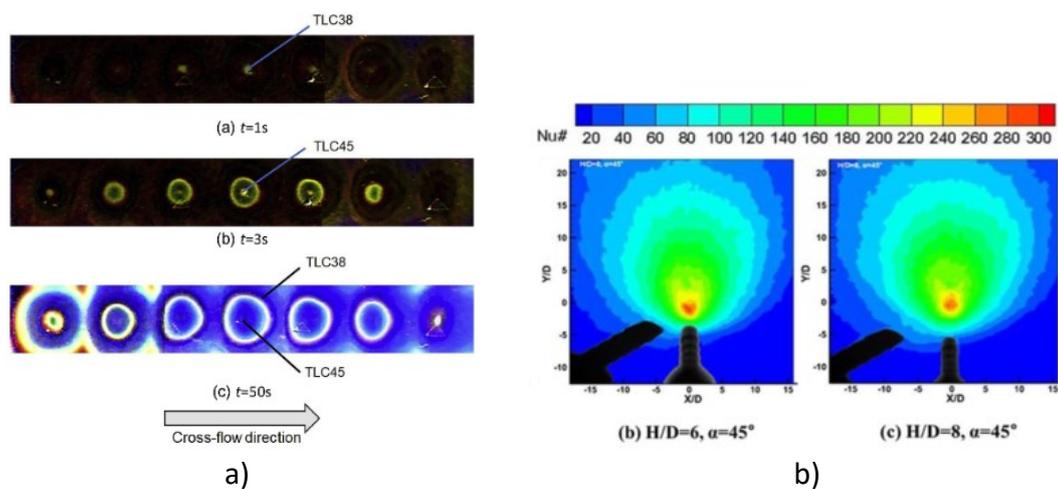


**Figura 15** a) Sonda Gardon empleada en análisis de impacto de chorro [19] y b) sensor de flujo térmico empleado para el estudio de una agrupación de toberas por Barbosa et al. [43].

La temperatura de la superficie de impacto también se estudia para hacer mediciones indirectas del flujo térmico. Así, se pueden colocar matrices de termopares en la superficie de la placa de impacto para tal fin [44]. También es posible el uso de termografía infrarroja para la medición de dicha temperatura, como Cocchi *et al.* [45] o Chaugule *et al.* [46]. Sin embargo, esta técnica presenta unas limitaciones importantes al necesitar tener visión directa de la placa de impacto. Esto limita su aplicabilidad a casos de laboratorio con láminas muy finas con acceso por el lado opuesto al impacto, placas de impacto con la relación  $z/D$  muy elevada o chorros aislados que permitan la visión por el lado del impacto. Aun así, es una técnica que permite apreciar los efectos de la interacción de chorros y será utilizada en el capítulo 4 de este trabajo.

Otra familia de técnicas para la visualización de las temperaturas y flujos térmicos son los *Thermochromic Liquid Crystals* (TLC) y el fósforo termográfico. El uso de TLC es muy común en la medición de temperaturas superficiales [6], [47]. Al igual que la termografía infrarroja, requiere visualización directa de la superficie a la que se ha aplicado la capa

líquida o la lámina. Estas mezclas de químicos orgánicos que reaccionan a la temperatura pueden ser formuladas para obtener cambios repentinos o graduales de color, indicando regiones o campos de temperatura. El principal problema que presentan los TLCs es que su límite superior de operación son 200 °C, descartándose para aplicaciones de elevado flujo térmico [48]. El fósforo termográfico elimina este problema, ya que soporta hasta temperaturas de hasta 500 °C. Estos compuestos se aplican en la superficie de estudio y son posteriormente excitados mediante radiación ultravioleta, la cual absorben emitiendo fluorescencia. La intensidad de la radiación emitida está relacionada con la temperatura superficial.



**Figura 16** a) Diferentes tipos de TLC para análisis del crossflow [6] y b) distribución de Numero de Nusselt para un impacto de chorro oblicuo con fósforo termográfico[48].

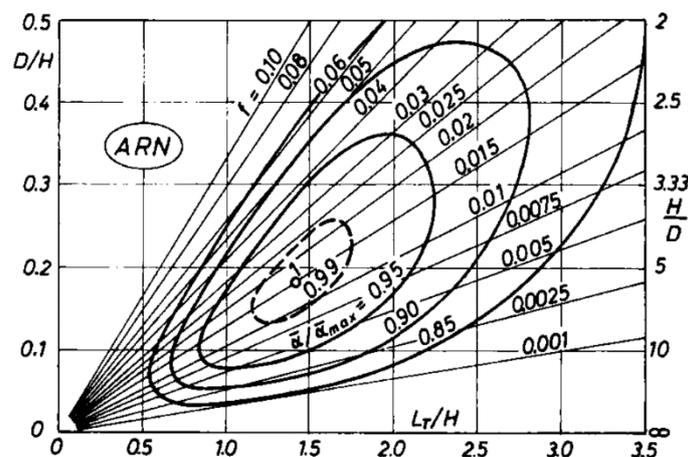
## 2.4 Técnicas de modelización y simulación

### 2.4.1 Correlaciones empíricas

La refrigeración mediante impacto de chorro es un método de gestión térmica que permite obtener elevadas tasas de transferencia de calor. Sin embargo, la complejidad de análisis de estos sistemas hace que su dimensionamiento sea complicado debido al gran número de variables que influyen. Estas variables incluyen tamaño y geometría de las toberas, agrupaciones, el efecto del *crossflow* o el propio salto térmico.

Para solventar esto, Gardon y Cobonpue [19] representaron el número de Nusselt  $Nu$  mediante una expresión potencial del número de Reynolds basado en la separación entre toberas y la velocidad de impacto del chorro. No constituye una correlación práctica, pero sienta las bases del trabajo que posteriormente hicieron otros investigadores. Así, el primer trabajo que trató de dar una correlación universal fue el

de Martin [21]. Ofreció una serie de correlaciones para toberas circulares y ranuras tanto para casos individuales como para casos de agrupaciones. Estas correlaciones se basan en valores experimentales que obtiene de otros trabajos, y se basan en ajustar una serie de exponentes. Para conseguir un buen ajuste, las variables correlaciones tienen tres rangos de validez dentro de los cuales deben estar. Por ejemplo, para agrupaciones rectangulares de toberas, estos parámetros son la separación adimensional entre toberas  $S/D$ , la distancia adimensional entre la salida de la tobera y la placa objetivo  $z/D$ , el número de Reynolds  $Re$  y el porcentaje de abertura de la placa de impacto  $f$ . El autor plantea en los dos últimos apartados la derivación de sus propias ecuaciones tratando de buscar los puntos óptimos para los distintos casos para los que ha ofrecido correlaciones. Así genera unos mapas donde se busca la eficiencia del conjunto mediante la “tasa de soplado”. Martin es consciente de que parte del éxito de esta técnica está en la eficiencia frente a otros métodos de convección forzada, por lo que relativiza el incremento de la transferencia de calor con el coste energético que ha supuesto. La Figura 17 muestra uno de estos mapas.



**Figura 17** Configuraciones óptimas para agrupaciones de toberas circulares para una determinada tasa de soplado por unidad de área y distancia hasta la placa objetivo. Obtenido de [21].

A partir de ese primer intento de correlación, multitud de investigadores tratan de establecer correlaciones haciendo barridos de parámetro de diámetros de tobera, distancia adimensional  $z/D$ , porcentaje de abertura de la placa de impacto  $f$ , número de Reynolds  $f$ , configuración de la matriz de toberas y tipo de toberas. Estas

investigaciones, recogidas por Meola [49], siguen correlaciones con la siguiente estructura.

$$\overline{Nu} \propto Re^a Pr^b \left(\frac{z}{D}\right)^c f^d \quad (7)$$

En este mismo trabajo se advierte que la propia geometría de la tobera tiene una influencia muy grande sobre la formación del cono potencial y del chorro, como analizaron Garimella y Nenaydykh [50]. Idealmente esta tendría unas formas redondeadas y que favoreciesen el flujo, pero estas geometrías no serían prácticas en aplicaciones prácticas por coste y dificultad de fabricación. De este modo, relaciona el número de Reynolds de salida final con el coeficiente de descarga de la tobera y su factor de forma, dando lugar al coeficiente de flujo  $C_F$ , que incluye en su correlación. Así, la solución propuesta por esta investigadora queda:

$$0.3Re^{0.68} = C_F^{-0.56} \frac{\overline{Nu}}{Pr^{0.42}} \frac{1}{(z/D)^{-0.3} f^{0.15}} \quad (8)$$

El rango de validez de esta ecuación es:  $200 < Re < 100000$ ,  $1.6 < z/D \leq 20$  y  $0.0008 \leq f < 0.2$ . Esta correlación ha sido empleada en el Capítulo 3 como método de cálculo de las soluciones que el algoritmo de optimización emplea para la optimización de la refrigeración de un componente.

#### **2.4.2 Simulación numérica**

La complejidad de los efectos e interacciones que tienen lugar en sistemas de refrigeración mediante impacto de chorro hacen que, para casos particulares u optimizaciones sea necesario avanzar un paso más con respecto a las correlaciones empíricas. Para ello, lo habitual es emplear métodos numéricos encabezados por la dinámica computacional de Fluidos CFD. En el Capítulo 5 de este trabajo se compara el desempeño de distintas técnicas de simulación numérica con resultados experimentales.

##### *2.4.2.1 Técnicas RANS*

La técnica de simulación mediante *Reynolds Averaged Navier Stokes* o RANS incluye una serie de modelos de análisis de la fluidodinámica de flujos en contacto con superficies que los hacen muy populares debido a su bajo coste computacional. Los bajos requerimientos de mallado (división del dominio fluido en celdas donde los modelos

resuelven las ecuaciones de manera discreta), así como la posibilidad de simulación en estado estacionario los hacen atractivos.

Los modelos de turbulencia de las familias  $k-\epsilon$  y  $k-\omega$  son muy populares en cualquier área de ingeniería. Diferentes investigadores los han puesto a prueba frente a distintos fenómenos del impacto de chorros. Así, Heyerichs y Pollard [51] analizaron distintos valores de funciones de pared en estos modelos turbulentos para analizar cuál captaba mejor los fenómenos de desprendimiento, relaminarización y vórtices toroidales observados experimentalmente. Los resultados fueron poco concluyentes, al igual que el trabajo de Craft *et al.* [52], que no consiguió obtener buena correlación empleando modelos  $k-\epsilon$  y modelos *Reynolds Stress Model* (RSM). Yildizeli y Cardici [53] obtienen diferencias de hasta 6 veces usando un modelo  $k-\epsilon$  para una agrupación de chorros en cuanto a posición del punto de estancamiento, espesor de la capa límite y máxima aceleración radial comparado con datos experimentales. Sin embargo, otros investigadores, como Svensson *et al.* [54] y Khayrullina *et al.* [55] emplean estos dos últimos modelos con diferentes funciones de pared o *wall functions* y no encuentran diferencias significativas con respecto a sus mediciones PIV. Esto parece indicar que las condiciones particulares de cada caso pueden determinar la validez o no de los modelos, por lo que sería necesario realizar validaciones ante cada caso particular de optimización, lo cual no los convierte en una herramienta práctica.

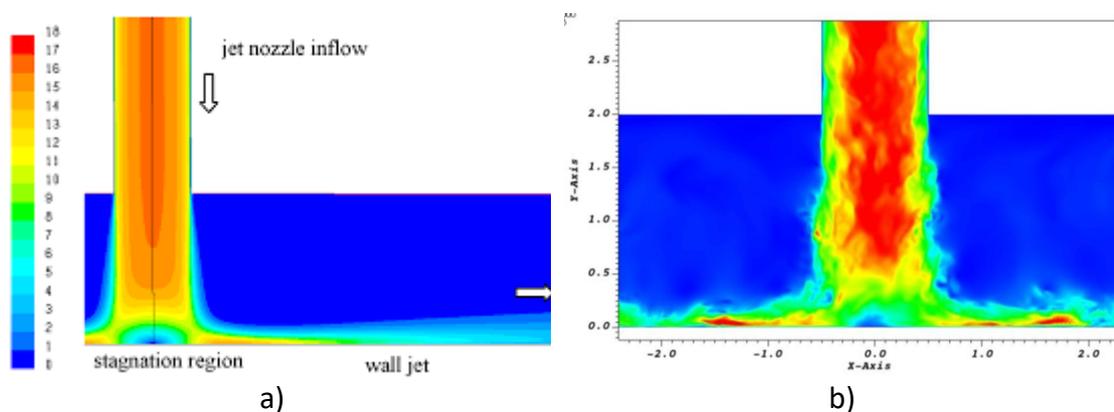
Una revisión del estado del arte efectuada por Zuckerman y Lior [56] determinó que los modelos RANS que mejor reproducen los efectos de sistemas de impacto de chorro son los  $v^2f$  y la variante SST de Menter [57] del modelo  $k-\omega$ . El modelo  $v^2f$  es ligeramente más preciso, pero el SST tiene un menor coste computacional. Algunas modificaciones aplicables al modelo SST, como el limitador Kato-Lauder, investigado por Wienand *et al.* [58] ayudan a mejorar su desempeño en la predicción de picos secundarios de  $Nu$  en la superficie en casos de toberas muy próximas a la placa objetivo.

Una modificación de los modelos RANS son los modelos Unsteady-RANS o URANS; que son dependientes del tiempo. Estos modelos son más costosos en cuanto a tiempo de resolución. La comparación entre RANS y URANS efectuada por Muñoz Esparza *et al.* [59] y Yang [60] para la predicción de vórtices y condiciones de *crossflow*

respectivamente muestran fortalezas de esta metodología frente a la estacionaria, especialmente en cuanto al esfuerzo cortante superficial.

#### 2.4.2.2 Técnicas LES

La técnica de simulación *Large Eddy Simulation* (LES) es la técnica de más elevada precisión para la simulación de flujos turbulentos dejando a un lado la simulación numérica directa o DNS, que tiene aplicación práctica en muy pocas situaciones. Esta técnica resuelve las escalas de turbulencia que se consideren de interés para el problema. Esta escala se determina mediante modelos, como el Smagorinsky SGS [61] o el WALE [62], obteniendo buenos resultados tanto para chorros únicos como para agrupaciones de toberas [63]–[66]. El problema que presenta esta técnica es la densidad y calidad de malla que requieren, limitando las aplicaciones en geometrías complejas y haciéndolos en cualquier caso muy intensivos. Los requisitos de mallado incluyen ratios de aspecto cercanos a la unidad para todas las celdas y tamaños de celda inferiores a las escalas de turbulencia mínima que se desean modelar, que en situaciones con capas límite han de permitir la resolución de esta.



**Figura 18** Comparación visual de la velocidad de dos casos similares de un flujo turbulento resuelto mediante a) RANS [67] y b) LES [68]. El RANS es aproximadamente un promediado en el tiempo del flujo obtenido con LES, que va variando.

#### 2.4.2.3 Técnicas híbridas

En la búsqueda por un mayor detalle en los resultados computacionales, pero conteniendo el coste de dichas simulaciones, los modelos *Detached Eddy Simulation* (DES) juegan un papel interesante en la simulación de impacto de chorros.

Estos modelos combinan el tratamiento de la capa límite de los modelos RANS con la resolución de escalas más grandes de turbulencia de los modelos LES, creando por tanto modelos híbridos. Autores como Kubacki y Dick [69] emplearon modelos híbridos para

la simulación de chorros a altas distancias placa de impacto-tobera. Dewan *et al.* [70] pudieron comprobar cómo si bien estos modelos no son capaces de igualar el rendimiento de la técnica LES, sí superan los resultados comparados de RANS.

## **2.5 Técnicas de optimización**

La existencia de softwares de cálculo de precisión con modelos como los descritos en la sección 2.4 ha permitido la integración de algoritmos de optimización para la resolución de problemas de ingeniería. En el impacto de chorros la variable común a optimizar es la transferencia de calor, uniéndose a otras en función de las necesidades de cada caso particular.

Los algoritmos genéticos multi objetivo son una herramienta que ha sido utilizado por investigadores como Lam y Parakash [71] para incrementar la transferencia de calor y reducir la generación de entropía en un sistema de impacto de chorros de aire múltiple. Para ello, modificaron valores como la distancia entre placas, la continuidad del caudal de aire o el  $Re$ . Estos algoritmos se basan en teorías del comportamiento de seres vivos como pájaros en busca de alimento [72] o combinaciones de características deseadas relacionadas con la genética y supervivencia.

También se han utilizado optimizadores de software científico comercial como MATLAB, por parte de Ndao *et al.* [73], para la optimización de componentes electrónicos con ayuda de impacto de chorro de aire sobre disipadores de aletas o pines.

Los algoritmos apoyados por redes neuronales tienen una ventaja en la predicción de valores óptimos frente a los genéticos en cuanto al tiempo de cómputo [74]. Las redes neuronales imitan el comportamiento de un cerebro humano, y son capaces de predecir datos futuros en base a observaciones y a las conexiones entre los datos de entrada y salida establecidas en las neuronas. La desventaja que presentan estos algoritmos es que han de ser entrenados con datos previamente, lo cual puede suponer en el global un incremento neto de tiempo. Otra técnica que requiere una serie de experimentos o simulaciones antes de efectuar modificaciones y optimizaciones es el Método de Superficie de Respuesta (RSM), que a menudo se vale de técnicas de diseño de experimentos para construir estas superficies.

En el Capítulo 3 se emplean algunos de estos algoritmos multiobjetivo para mejorar la refrigeración de un sistema de impacto de chorros.

## **2.6 Análisis del estado del arte**

El análisis del estado del arte del impacto de chorros con orientación a la refrigeración muestra que es una tecnología que ha sido ampliamente estudiada y se encuentra en un nivel de madurez elevado. Sin embargo, se han identificado una serie de nichos de oportunidad que motivan las siguientes secciones de esta tesis.

Pese a la existencia de metodologías de estimación de la transferencia de calor mediante correlaciones numéricas y simulaciones computacionales, tan solo se ha identificado un trabajo que trata de describir el procedimiento de diseño de un sistema de refrigeración de impingement de alto flujo térmico. Para ello hay que remontarse al trabajo de Martin [21] en la década de 1970. A diferencia de sistemas como los disipadores de calor de aletas, cuyas ecuaciones y métodos de cálculo son sencillas y han llegado a los ingenieros térmicos de cualquier lugar, la complejidad de análisis y gran cantidad de variables pueden ser una causa de la menor aplicación que otras tecnologías a priori menos efectivas. Los algoritmos genéticos de optimización se consideran una técnica que, combinada con correlaciones numéricas, puede constituir una herramienta de fácil uso para el diseño de sistemas de refrigeración de impacto de chorros.

La mejora de los sistemas de impacto de chorro tiene una variable de optimización muy clara la cual se busca maximizar, como es la transferencia de calor, ya sea en términos de temperatura, coeficiente de transferencia de calor o número de Nusselt. Es en estas variables en las que se centran la mayoría de los trabajos consultados. Sin embargo, son pocos los trabajos que tienen en cuenta el coste energético que tiene este sistema de transferencia de calor en cuanto a impulsión del fluido refrigerante. Si bien las tasas de transferencia de calor ocasionadas por los sistemas de impacto de chorro son las más elevadas de los sistemas de convección forzada, requieren unas presiones y caudales de alimentación que los hacen inviables para ciertas aplicaciones. La determinación de qué configuraciones de toberas proveen una mejor refrigeración con un menor gasto energético de impulsión es un tema cuyo análisis permitiría acercar la técnica del impacto de chorro a sistemas donde la eficiencia sea un factor relevante.

## *Refrigeración mediante impacto de aire de dispositivos de alto flujo térmico*

### *Revisión de la literatura*

Por último, las técnicas experimentales empleadas para analizar los efectos de transferencia de calor en agrupaciones de chorros no son viables en casos reales y requieren equipamientos al alcance de pocos laboratorios. Del mismo modo, algunas de las técnicas de simulación también son demasiado costosas a nivel computacional. La identificación de unos métodos de simulación y experimentación equilibrados, como la visualización de fluidos superficial, permitiría analizar parámetros como la homogeneidad con suficiente precisión como para ser facilitar el diseño y popularizar el uso de estos sistemas como refrigeración.



## **Capítulo 3 Optimización Multiobjetivo de un Sistema de Impacto de Chorro de Aire**

---

### **3.1 Introducción**

#### **3.1.1 Gestión térmica de la electrónica**

En las últimas décadas, la electrónica y sus componentes asociados, tales como los sistemas de almacenamiento, han sufrido una evolución tras la cual, la gestión térmica de elementos con una gran demanda de energía eléctrica se ha convertido en una tarea esencial para el correcto funcionamiento de estos. Las razones que evidencian esta importancia fueron señaladas por Lasance [75].

En primer lugar y a nivel de componente, la reducción del tamaño del empaquetado genera un incremento en la densidad de potencia, por lo que minimizar la resistencia térmica entre la fuente de calor y el exterior es una tarea especialmente importante. Uno de los primeros campos en los que se evidenció esa necesidad fue en la aeronáutica [76], sobre todo a nivel militar, pero con la introducción de la movilidad eléctrica y el uso de convertidores de corriente continua (DC-DC) de alta potencia [77] en espacios limitados y baterías con altas tasas de descarga [78], la necesidad de una gestión térmica adecuada está llegando a objetos cotidianos. Además, de acuerdo con la hoja de ruta para dispositivos y sistemas [79], la próxima introducción de arquitecturas de semiconductores en 2.5D y 3D, que pretende aproximarse al concepto de transistor ideal, será uno de los mayores retos a corto plazo para la industria de los semiconductores debido a la dificultad de extraer el calor del sustrato.

En segundo lugar se señala que, a pesar de que en los últimos años los diseñadores de sistemas electrónicos han tenido cada vez más en cuenta la necesidad de una refrigeración adecuada sigue existiendo una tendencia, a nivel de componentes, a dejar en un segundo plano las necesidades de disipación térmica de los dispositivos electrónicos, habiéndose encontrado sólo unas pocas metodologías de diseño electrónico en su conjunto con el aspecto térmico [80]. Como resultado, es posible encontrar puntos calientes o zonas con flujos térmicos muy elevados, lo que supone un inconveniente para los sistemas de refrigeración convencionales.

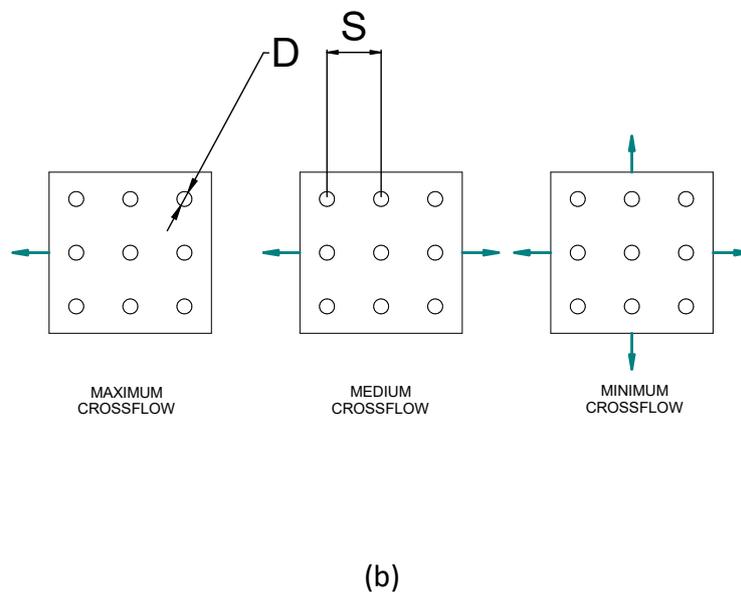
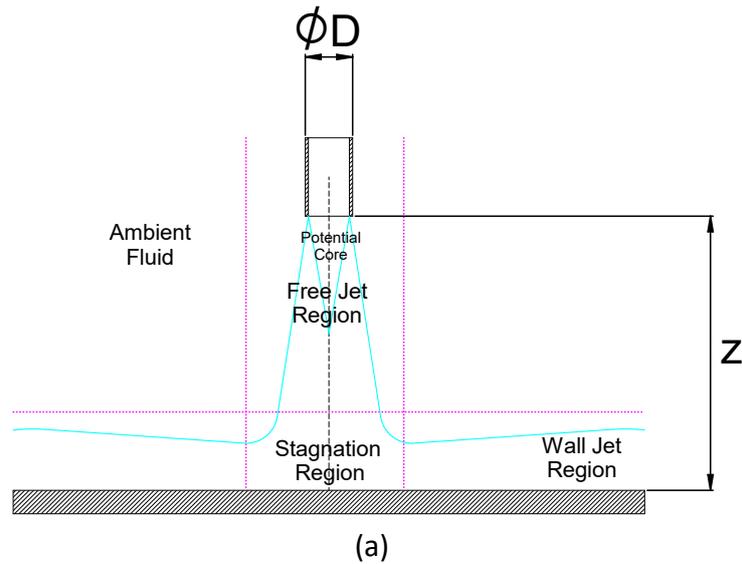
Por último, debido a las dos razones anteriormente descritas, se están alcanzando los límites en los que la refrigeración con disipadores de calor con aletas o pines junto con

una fuente de flujo de aire es viable desde un punto de vista técnico. Por este motivo, es necesario utilizar sistemas de refrigeración directa como la refrigeración por líquido, tanto por convección forzada como por inmersión [81], el impacto de chorro [5], la pulverización [82] y los sistemas indirectos como el uso de bombas de calor, módulos termoeléctricos [83], heat-pipes [84] y materiales de cambio de fase, que transportan el calor para disiparlo de forma más sencilla lejos del punto caliente.

### **3.1.2 Mejora de la transferencia de calor mediante Impacto de Chorro de Aire**

Como se ha mencionado anteriormente, la refrigeración por impacto de chorro es uno de los sistemas de refrigeración empleados en los dispositivos dedicados a la gestión de la energía. Esta tecnología se basa en el impacto de chorros de un fluido sobre la superficie a refrigerar, siendo este inyectado desde una o varias toberas. Sin considerar los sistemas de intercambio térmico con cambio de fase, los sistemas de impacto de chorro alcanzan las mayores tasas de transferencia de calor por convección forzada.

Al aplicar esta tecnología, es habitual utilizar conjuntos de toberas para conseguir una alta tasa de transferencia de calor distribuida por toda la superficie de intercambio térmico. En este caso, el movimiento del fluido es similar a la situación de un único chorro, como se muestra en la Figura 19a. Las diferencias radican, en primer lugar, en la interacción del flujo de las toberas adyacentes. Esto tiene especial importancia en las agrupaciones de toberas con chorros cercanos y a gran distancia a la superficie a enfriar. En segundo lugar, la colisión con el flujo paralelo a la superficie a enfriar procedente de otros chorros crea formaciones arremolinadas y desprendimiento de la capa límite. Este efecto se ve magnificado en conjuntos de toberas muy cercanas, con distancias bajas a la superficie a enfriar y salida del fluido por las toberas a alta velocidad. La magnitud de estas interacciones se ve afectada según esté configurada la salida de aire, que se puede clasificar como de *crossflow* alto, medio, bajo o nulo, y se representa en la Figura 19b.



**Figura 19** (a) Vista lateral de un esquema de un impacto de chorro de aire simple, regiones y comportamiento del fluido adaptados de [12]; (b) esquema de vista superior que muestra la diferencia entre tres tipos de crossflow. Las flechas muestran la dirección del flujo que ya ha intercambiado calor.

Teniendo en cuenta que algunos dispositivos electrónicos actuales pueden considerarse dispositivos de alto flujo de calor [13], con valores que superan fácilmente los  $100 \text{ W/cm}^2$ , y que requieren un sistema de refrigeración adecuado para poder operar en su ventana de diseño, la refrigeración mediante el impacto de chorro de aire aparenta ser una solución adecuada. Debido a la complejidad del movimiento del fluido y a la gran cantidad de parámetros geométricos que influyen sobre este, la mayoría de los desarrollos en el campo de la transferencia de calor por impacto de chorro se han centrado en la búsqueda de una correlación matemática. Gardon y Cobonpue [19]

expresaron el número de Nusselt como una potencia del número de Reynolds en función del espaciado entre toberas y la velocidad de salida del fluido. Posteriormente, Martin [21] relacionó el número de Nusselt con la forma, el número y la disposición de las toberas, combinando estas variables en un factor adimensional  $f$  para un rango concreto de número de Reynolds ( $Re$ ). Otra investigación realizada por Obot *et al.* [85] encontró una relación directa entre el  $Nu$  y el ratio  $Z/D$  entre la altura de la placa  $Z$  y el diámetro de las toberas  $D$ . Uno de los estudios recientes y más completos es el desarrollado por Meola [49], donde se generaliza la transferencia de calor en un sistema de impacto de chorro aire presentando una ecuación empírica que constituye un modelo. Su validación experimental arroja un coeficiente de determinación  $R^2$  de 0.98, la cual ha sido efectuada con conjuntos de datos de diversos autores en un amplio rango de  $Re$  (200 - 100 000) y diversas configuraciones geométricas de conjuntos de toberas.

Con estas correlaciones y modelos se ha desarrollado suficiente conocimiento para poder evaluar configuraciones geométricas de sistemas de gestión de calor por impacto de chorro. Sin embargo, para su popularización en más ámbitos (como pueden ser las ingenierías que desarrollen productos en los cuales sea necesaria la gestión térmica) se requiere la existencia de una metodología que permita definir la configuración geométrica más adecuada para una determinada carga térmica, caudal y fluido refrigerante disponible, así como otras consideraciones del usuario. En la literatura consultada, se han encontrado ejemplos previos de procedimientos de optimización geométrica o topológica para aplicaciones de transferencia de calor. En estudios como el de Rao [86] o el de Rahimi-Gorji [87], se realizaron optimizaciones geométricas en disipadores de calor de aletas. En el primero, el cálculo térmico combina modelos analíticos y cálculos de elementos finitos, con una optimización basada en el algoritmo de optimización basado en el aprendizaje (TLBO). En el segundo, se utiliza un cálculo térmico totalmente analítico con la metodología de superficie de respuesta (RSM) para obtener la geometría de refrigeración óptima para diferentes nano fluidos. También se han encontrado estudios con cálculos térmicos realizados mediante dinámica de fluidos computacional (CFD), como el de Zhao [88]. En este caso, el diseño óptimo se determina realizando un barrido de parámetros geométricos disipador de calor de pines. Estos parámetros incluyen el número de pines en cada dirección, su tamaño, forma e incluso el ángulo de incidencia.

### **3.1.3 Optimización Particle Swarm Optimization**

El algoritmo de optimización Particle Swarm Optimization (PSO) fue desarrollado por Kennedy y Eberhart en 1995 [89]. Trabajaron sobre las ideas de Heppner y Grenander [72] alrededor de bandadas de pájaros en busca de alimento. En los años siguientes, continuaron mejorando el algoritmo PSO con la optimización de funciones no lineales [90], trabajando con variables discretas [91], [92], el uso de generadores de números aleatorios [93] o la manipulación de topologías de vecindad [94]. En los últimos años, se pueden encontrar numerosos ejemplos de aplicación en diversos campos de investigación, como el control de aerogeneradores [95], el aprovechamiento de energía piezoeléctrica [96], la previsión de la demanda eléctrica [97] y la gestión de la energía doméstica [98], entre otros.

El algoritmo PSO se compone de partículas, y cada partícula se define por su posición  $\vec{x}$ , velocidad  $\vec{v}$  y mejor posición anterior  $\vec{p}$ . El último parámetro característico del algoritmo es la mejor posición global  $\vec{g}$ .

El objetivo del algoritmo es encontrar los valores que hacen que una función se acerque a un valor óptimo. Dependiendo del caso, el óptimo puede ser un mínimo o un máximo. La función para optimizar se denomina función objetivo o de ajuste, y el número de variables que la componen determina el número de dimensiones de  $\vec{x}$ . Finalmente, los rangos de valores permitidos en las dimensiones de  $\vec{x}$  se denominan espacio de búsqueda.

El resultado obtenido para una determinada posición se denomina evaluación. La mejor evaluación para cada partícula se llama  $p_{best}$  y entre ellas la mejor se denomina mejor global  $g_{best}$ .

Hay muchos ejemplos sobre cómo implementar la estructura de un algoritmo PSO, Eberhart [99], Epitropakis *et al.* [100] o Suresh *et al.* [101]. Gracias a la aleatoriedad inherente al algoritmo, se considera una técnica recomendable para funciones donde se prevea la existencia de puntos óptimos locales.

El objetivo de este capítulo es encontrar la geometría óptima para refrigerar un dispositivo electrónico de potencia con un sistema de impacto de chorro de aire, la cual será determinada mediante un algoritmo PSO. Además, se desea comprobar el

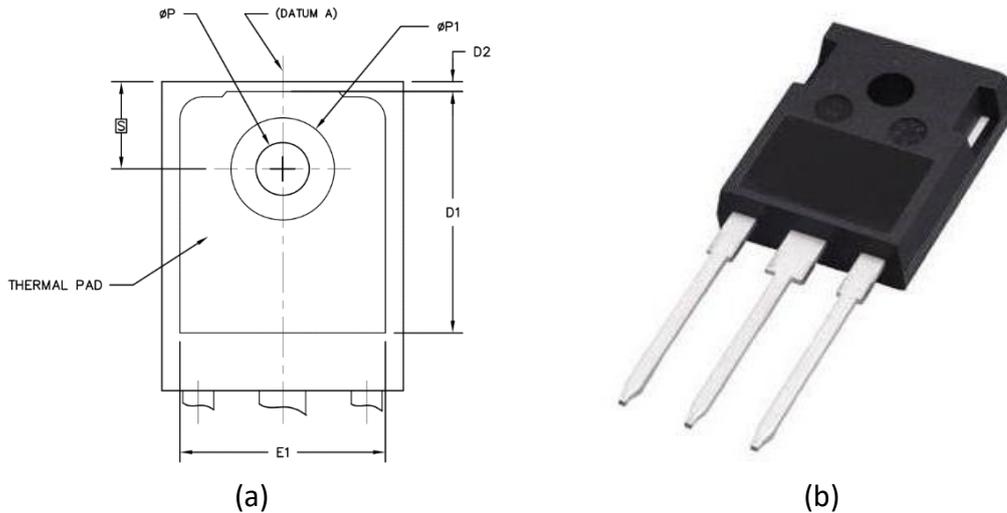
rendimiento y la idoneidad de este tipo de algoritmos en funciones restringidas a variables con valores discretos.

## **3.2 Métodos**

### **3.2.1 Procedimiento de diseño de la placa de impacto de chorro de aire**

Un sistema de impacto de chorro de aire se compone principalmente de dos elementos, la placa objetivo, que habitualmente forma parte del componente del que se debe eliminar el calor, y la placa de impacto, que es una placa con perforaciones o toberas, a través de las cuales salen los chorros que impactan con el componente. La configuración geométrica de la placa de impacto debe modificarse para obtener la solución óptima en función de determinados criterios. En este caso, los criterios son la temperatura alcanzada en la unión del semiconductor a enfriar y el tiempo de fabricación de la propia placa de impacto mediante un proceso de mecanizado. El objetivo de este procedimiento de generación de geometrías es encontrar el rango de configuraciones geométricas factibles según las restricciones geométricas del problema.

La primera variable por definir es el tamaño de la placa de impacto. Esta placa coincide con las medidas  $E1$  y  $D1$  de las especificaciones del empaquetado TO-247 según JEDEC, Figura 20a. Para simplificar el problema, se supondrá que no existe el orificio destinado a amarrar el componente, eliminando los diámetros  $\emptyset P$  y  $\emptyset P1$ . La adición de ese detalle geométrico implicaría que algunos chorros no participan en el intercambio de calor, complicando el cálculo térmico y fluidodinámico. También se eliminan los redondeos de las esquinas superiores, de forma que, aproximando las medidas a valores enteros, la zona a refrigerar tiene una anchura de 13 mm y una altura de 16 mm. Por tanto, la placa de impacto tendrá esta dimensión. Como el método de cálculo se basa en el cálculo del número de Nusselt medio, cuanto más uniforme sea la distribución del foco de calor y de las toberas, mayor será la precisión de dicho método. Por lo tanto, se ha decidido igualar el tamaño de ambas placas.



**Figura 20** (a) Plano del empaquetado TO-247AC según el JEDEC. Obtenido de [102]; (b) Imagen en perspectiva del empaquetado.

A continuación, es necesario definir dos parámetros geométricos. El primero es el diámetro  $D$  de las toberas, tanto en rango como en valores. Como en la optimización se considera el mecanizado, se utilizan valores discretos de diámetro  $D$  iguales a las brocas que se van a utilizar en dicha operación. Se han elegido ocho brocas cuyos valores son 0.25, 0.30, 0.50, 0.63, 0.80, 1.00, 1.50 y 2.00 mm según el catálogo de la empresa Guhring [103]. El otro parámetro geométrico que determina la generación de la geometría es la separación mínima  $S$  entre los centros de las toberas. Para asegurar la rigidez estructural de la placa de impacto, el valor mínimo se establece en relación con el diámetro para ser  $S/D \geq 2$ . El valor máximo de la distancia entre toberas se fija para que sea igual al lado más corto de la placa de impacto, de forma que, con una sola tobera, la distancia desde el centro de ésta hasta el borde de la placa sea  $S/2$ . La misma distancia debe respetarse también en el caso de más de una tobera en la dirección del lado corto. Por lo tanto, es un vector de infinitos valores de  $S$  definidos el que conformará las soluciones reales para cada diámetro.

El primer paso de cálculo consiste en determinar el número de toberas que se pueden colocar para cada combinación de distancia entre toberas  $S$  y diámetro  $D$ , sabiendo que este valor debe ser entero para que se trunque para cumplir con el criterio  $S/D \geq 2$ .

$$\text{Número de toberas}_{\text{lado corto}} = \text{suelo} \left( \frac{\text{longitud lado corto}}{S} \right) \quad (9)$$

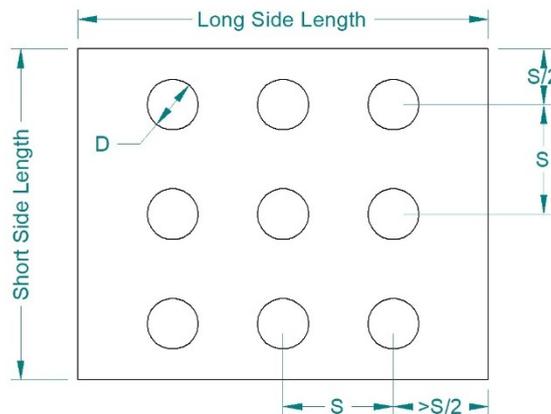
Sin embargo, con el valor resultante de número de toberas, el espaciado  $S$  cambia del modo siguiente:

$$S_{ajustado} = \frac{\text{longitud lado corto}}{\text{Número de toberas}_{\text{lado corto}}} \quad (10)$$

Siendo la separación de igual valor en la dirección corta y en la larga, el número de toberas en esta última es:

$$\text{Número de toberas}_{\text{lado largo}} = \text{suelo} \left( \frac{\text{longitud lado largo}}{S_{ajustado}} \right) \quad (11)$$

Al utilizar este procedimiento, se desperdicia algo de espacio al principio y al final de la dirección larga. Sin embargo, esto mejora la precisión del cálculo termo-hidráulico, ya que las correlaciones numéricas suelen hacerse a partir de agrupaciones regulares de toberas. En la Figura 21 se muestra un ejemplo de configuración generada con este método de cálculo.



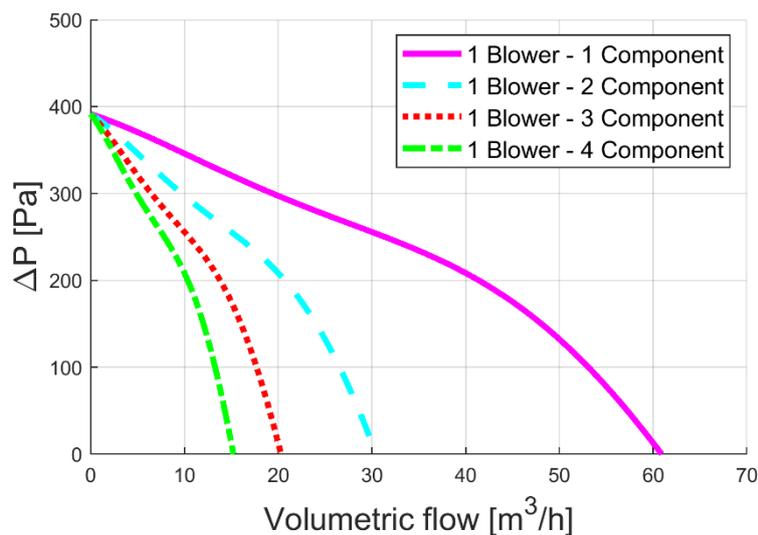
**Figura 21** Ejemplo de la geometría generada por el algoritmo descrito, con tres toberas en la dirección corta, tres toberas en la dirección larga, misma separación entre toberas en ambas direcciones y separación mínima entre el centro de cualquier tobera y el borde de la placa de impacto de  $S/2$ .

La distancia adimensional entre ambas placas  $Z/D$ , se establece como un parámetro fijo de valor igual a tres. Esto se debe a que se encuentra en el rango óptimo de transferencia de calor para conjuntos de toberas en sistemas de impacto de chorro de aire [47] y las variaciones encontradas en el rango de  $Z/D$  de  $2 \leq Z/D \leq 5$  no tienen especial relevancia [104].

### 3.2.2 Cálculos termo-hidráulicos

Para evaluar la capacidad de refrigeración del sistema de impacto de chorro de aire, se ha empleado un procedimiento de cálculo para estimar el caudal resultante para cada placa de impacto y la refrigeración derivada.

El primer paso es evaluar el punto de funcionamiento hidráulico del sistema. Cada ventilador tiene una curva característica que relaciona la presión estática con el caudal volumétrico. Dependiendo de la geometría de la placa de impacto, el ventilador y todo el circuito estarán operando en un punto de esa curva. El caso de estudio de este trabajo consta de cuatro componentes discretos, por lo que se debe dividir la escala de flujo volumétrico de la curva del ventilador, y considerando que todas las placas de impacto son idénticas, el número divisor debe ser igual al número de componentes a enfriar. Este paso se describe de forma esquemática en la Figura 22.



**Figura 22** Curva de flujo del soplador original (ebm-papst RL65-21/12H) frente a la presión estática (-) y las curvas correspondientes para sistemas con dos (- -), tres ( ) y cuatro (--) componentes a refrigerar por el soplador.

La caída de presión estática que se produce en las placas de impacto y que debe ser vencida por el ventilador se determina mediante la Ecuación 12 propuesta por Royne [105] para evaluar la caída de presión a través de agrupaciones rectangulares de toberas en placas de impacto.

$$\Delta p = \rho Q^2 \frac{8}{N^2 \pi^2 C_d^2 D^4} \quad (12)$$

La pérdida de carga depende, por tanto, de la densidad del fluido  $\rho$ , del caudal que atraviesa la placa  $Q$ , del número de toberas  $N$ , del coeficiente de descarga  $C_d$  y del diámetro de las toberas  $D$ .

El coeficiente de descarga  $C_d$  es un valor que se sabe que varía con el número de Reynolds y es el producto del coeficiente de contracción  $C_c$  y del coeficiente de velocidad  $C_v$ . Estos dos últimos dependen de la geometría de la tobera y de la velocidad del fluido que la atraviesa. Debido a la dificultad de determinar estos coeficientes, Royne obtiene experimentalmente los coeficientes de descarga  $C_d$  para dos toberas de diferente espesor de placa  $e$  frente a la relación de diámetro. En este caso, el diámetro de los orificios era siempre de 1.4 mm y el espesor de la placa de 1 y 2 mm. Este coeficiente de descarga tiene valores límite teóricos entre 0.57 y 0.99. Los dos primeros valores de la Tabla 1 muestran las configuraciones de diámetro-espesor de ese estudio. La relación del  $e/D$  y el  $C_d$  es directa.

Dada esta observación, se puede pensar que el valor mínimo de  $C_d$ , con un valor de 0.57, correspondería a lo que se considera una lámina de espesor fino. Según Idelchik [106], para placas con orificios uniformemente distribuidos, la relación a partir de la cual se considera la lámina fina es  $e/D = 0.015$ . Si se añade este resultado a la Tabla 1, se puede obtener una regresión que relaciona la relación  $e/D$  y el coeficiente de descarga, pudiendo calcular el  $C_d$  mediante la Ecuación 13. Esta expresión puede utilizarse para el rango de  $e/D$  utilizado en este estudio. Sus valores oscilan entre  $e/D = 0.14$  y  $e/D = 1.14$ . De este modo, se pueden obtener valores estimados para todos los diámetros de broca seleccionados en este caso, donde  $e$  toma el valor de 1.75 mm.

**Tabla 1** Valores experimentales del coeficiente de descarga  $C_d$ . Datos obtenidos de [105], [106].

$e$	$d$	$e/D$	$C_d$
2	1.4	1.43	0.613
1	1.4	0.71	0.582
0.021	1.4	0.015	0.57

$$C_d = 1.856310^{-2} \left(\frac{e}{D}\right)^2 + 3.629910^{-3} \left(\frac{e}{D}\right) + 5.699010^{-1} \quad (13)$$

Dado que las placas objetivo y de impacto están situadas a suficiente distancia,  $z/D = 3$ , y la distancia entre los centros de las toberas es  $S/D \geq 2$ , se considera que el *crossflow* no afecta al coeficiente de descarga individual de cada tobera.

Para determinar el caudal  $Q$  aportado por el ventilador, al estar implícito en la ecuación del cálculo de la pérdida de carga Ecuación 12, se ha de evaluar iterativamente hasta alcanzar la convergencia tanto en  $Q$  como en  $\Delta p$ . Este caudal dividido entre el número de toberas  $N$  de la placa de impacto y dada el área de la sección transversal de la tobera  $A$ , permite estimar la velocidad del chorro de aire libre  $U$  y el número de Reynolds  $Re$ .

$$U = \frac{Q}{NA} \quad (14)$$

$$Re = \frac{\rho UD}{\mu} \quad (15)$$

Para calcular la temperatura del componente electrónico debido al enfriamiento provocado por el impacto de los chorros, se utiliza la correlación de la Ecuación 16 desarrollada por Meola [49]. En esta ecuación, el número de Nusselt promedio  $Nu_{avg}$  está relacionado con varios factores geométricos de la placa, así como con el régimen del fluido que pasa por las toberas. Este número adimensional relaciona la transferencia de calor convectiva y conductiva.

$$Nu_{avg} = 0.3Re^{0.68}Pr^{0.42} \left(\frac{Z}{D}\right)^{-0.3} f^{0.15} C_F^{0.56} \quad (16)$$

Esta expresión muestra un buen grado de correlación con experimentos contenidos en los siguientes rangos:  $200 < Re < 100000$ ,  $1.6 \leq z/D \leq 20$  y  $0.0008 \leq f \leq 0.2$ .

El parámetro  $f$  es la relación entre el área con paso libre de aire a través de las toberas y el área bloqueada por la placa y el  $C_F$  es el coeficiente de fricción que es el cociente del coeficiente de descarga y el factor de forma de la tobera. Dado el desconocimiento de este último valor, que indica la eficiencia de la tobera, se asumirá un valor igual a la unidad, tomando así el  $C_F$  el mismo valor que el  $C_d$ . Las propiedades dependientes de la temperatura,  $Pr$ , densidad  $\rho$  y viscosidad  $\mu$  necesarias para el cálculo de  $Re$ , se toman a la temperatura de la fina capa de fluido en contacto con la superficie, que se estima

como la media de la temperatura de la superficie  $T_s$  del componente y la temperatura de impulsión del aire  $T_i$ .

$$f = \frac{\pi D^2}{4S^2} \quad (17)$$

Una vez determinado el número de Nusselt con la Ecuación 16, el coeficiente medio de transferencia de calor de la superficie a refrigerar es

$$h_{avg} = \frac{Nu_{avg}k}{D} \quad (18)$$

Como se conoce la potencia térmica que disipan los componentes electrónicos durante su funcionamiento  $P_{th}$ , se puede calcular la temperatura de la superficie mediante

$$T_s = T_i + \Delta T \quad (19)$$

donde el incremento de temperatura  $\Delta T$  viene determinado por la potencia disipada  $P_{th}$ , el coeficiente medio de transferencia de calor  $h_{avg}$  y la superficie a refrigerar  $A_{target\ plate}$ .

$$\Delta T = \frac{P_{th}}{h_{avg}A_{target\ plate}} \quad (20)$$

Por último, la temperatura de la unión semiconductora del componente  $T_j$ , que suele ser el factor limitante del funcionamiento, puede estimarse con la resistencia térmica  $R_{th}$  entre la unión y la carcasa, cuyo valor suele proporcionar el fabricante.

$$T_j = T_s + P_{th}R_{th} \quad (21)$$

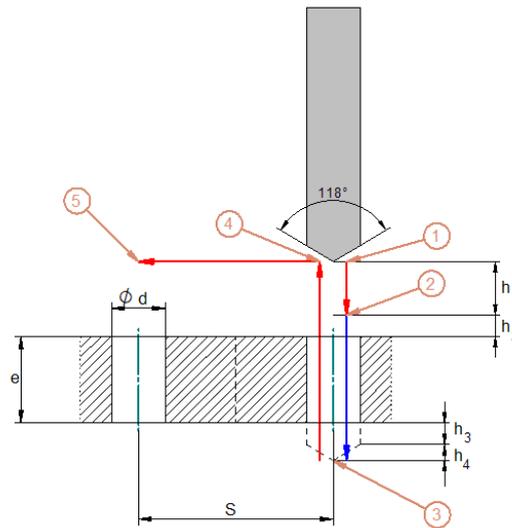
En este procedimiento de cálculo de la temperatura, la solución final está implícita, por lo que será necesario resolverla iterativamente con una hipótesis inicial y logrando su convergencia.

### **3.2.3 Tiempo de mecanizado**

Para el caso de estudio, se considera que la fabricación de las placas de impacto se realizará mediante el mecanizado de control numérico por ordenador (CNC), concretamente mediante operaciones de taladrado sobre una placa metálica. Dependiendo del tamaño de las toberas, la cantidad de ellas y la separación entre sus centros, cada placa de impacto tendrá un tiempo de mecanizado diferente. Dado que

las dimensiones de la zona de impacto serán las mismas para todas las configuraciones, el tiempo de mecanizado se considera como el tiempo empleado en la ejecución de las toberas y el desplazamiento entre las toberas adyacentes.

Las operaciones de mecanizado que se realizan por cada orificio se muestran en la Figura 23 y se describen a continuación.



**Figura 23** Esquema del proceso de mecanizado de las toberas por taladro y las distancias y medidas que intervienen en el cálculo del tiempo de fabricación. Las trayectorias en rojo son a la velocidad rápida  $f_v$  y en azul a la velocidad de corte  $f_z$ .

La broca comienza en la posición (1), donde se inicia el ciclo de mecanizado de un agujero. Luego, se desplaza a la velocidad de avance en vacío  $f_v$  una distancia de seguridad principal  $h_1$  hasta alcanzar la posición (2). Esta posición se encuentra a una distancia de seguridad inicial  $h_2$  con respecto a la superficie de la placa de impacto. A partir de ahí, la broca avanza hasta la posición (3) a la velocidad de avance de corte  $f_z$ , determinada según la Ecuación 22, recorriendo una distancia igual al espesor de la placa  $e$ , la distancia de seguridad de salida  $h_3$  y la distancia del cono de la broca  $h_4$ , que suponiendo un ángulo de la broca de  $118^\circ$ , se puede calcular mediante la Ecuación 23.

$$f_z = \frac{f}{\frac{V_c}{0.5D}} \quad (22)$$

$$h_4 = \frac{0.5D}{\tan \frac{118}{2}} \quad (23)$$

La velocidad de avance por vuelta  $f$  y la velocidad de corte lineal  $V_c$  vienen determinadas por el diámetro y el tipo de broca. Una vez realizada la perforación, la broca se retrae verticalmente hasta la posición (4), coincidente con la posición (1) a la velocidad de avance en vacío  $f_v$ . A partir de ahí, se desplaza a la misma velocidad, pero en este caso de forma paralela a la placa hasta situarse sobre la localización de la siguiente tobera (5), cuyo centro está situado a una distancia  $S$  del centro de la tobera que se acaba de perforar.

El tiempo de ciclo de cada tobera, cuyos movimientos se han descrito, debe multiplicarse por el número de toberas para calcular el tiempo total de mecanizado de la placa de impacto.

### **3.2.4 Estructura del algoritmo PSO**

Como se menciona en la introducción de este capítulo, hay muchos ejemplos en la literatura sobre cómo se construyen los algoritmos PSO [92], [94], [95]. A continuación, se describe cómo se ha implementado el algoritmo empleado en este trabajo.

En primer lugar, se inicializa la posición  $\vec{x}$  y la velocidad  $\vec{v}$  de cada partícula, típicamente  $\vec{x}$  se fija en un valor aleatorio y  $\vec{v}$  se fija en cero. Al principio, la mejor posición sería la actual por lo que la variable de mejor posición  $\vec{p}$  se establece igual a  $\vec{x}$ . Entonces  $\vec{p}$  se evalúa mediante la función de aptitud y el resultado se almacena como la mejor evaluación  $p_{best}$  para cada partícula. Entre todas las  $p_{best}$ , la mejor se denomina mejor global  $g_{best}$  y la posición correspondiente se denomina  $\vec{g}$ .

En segundo lugar, en el bucle principal,  $\vec{x}$  y  $\vec{v}$  se actualizan mediante las siguientes ecuaciones:

$$\vec{v}_{i+1} = wv_i + c_1r_1(\vec{p} - \vec{x}_i) + c_2r_2(\vec{g} - \vec{x}_i) \quad (24)$$

$$\vec{x}_{i+1} = \vec{x}_i + \vec{v}_i \quad (25)$$

donde  $c_1$  y  $c_2$  son los coeficientes de aceleración,  $w$  es el peso de la inercia y, finalmente,  $r_1$  y  $r_2$  son números aleatorios entre cero y uno. La selección de un valor adecuado para estos coeficientes define el rendimiento del algoritmo. Estos valores pueden ser estáticos o pueden modificarse siguiendo diferentes criterios (aleatorio, variable en el tiempo o adaptativo) [95].

La nueva posición se evalúa para todas las partículas mediante la función de ajuste. Si la nueva  $\vec{x}$  tiene una evaluación mejor que  $p_{best}$ , se actualiza  $\vec{p}$  y, si esta evaluación es mejor que  $g_{best}$ , también se actualiza  $\vec{g}$ .

Por último, es necesario determinar el número de partículas y el número de iteraciones del algoritmo PSO. La selección adecuada de estos parámetros tiene un impacto directo en el rendimiento de la PSO. Cuanto mayor es el número de iteraciones y de partículas, mayor es la precisión, pero el coste computacional aumenta.

### **3.3 Solución propuesta**

#### **3.3.1 Función de coste del algoritmo PSO**

La solución que se propone en este trabajo al problema expuesto en el apartado anterior consiste en buscar los mejores valores para el diámetro de la tobera  $D$  y la relación de espacio y diámetro entre toberas  $S/D$  optimizando dos parámetros diferentes relativos al diseño de la placa de impacto: la temperatura de la superficie de la placa objetivo y el tiempo de construcción. La temperatura interior del componente a refrigerar puede determinarse mediante el procedimiento de cálculo desarrollado en el apartado 3.2.2 y el tiempo de mecanizado mediante el método abordado en el apartado 3.2.3 .

En este caso, hay dos funciones que definen el proceso de optimización. Este tipo de problemas de optimización se denominan "optimizaciones multiobjetivo". En trabajos anteriores se pueden encontrar diferentes enfoques sobre cómo desarrollarlos: Marler *et al.* [107] hicieron una recopilación de las diferentes técnicas para afrontar este tipo de problemas. En [108], Coello *et al.* incorporan la dominancia de Pareto en la PSO. Por el contrario, Hu *et al.* utilizan una técnica de vecindad dinámica [109]. El último enfoque implica el uso de una técnica para abordar el problema como una optimización de un solo objetivo [110]. En este trabajo se sigue ha empleado esta última técnica. Así, la función de coste se puede generalizar como:

$$Coste = \sum_{i=1}^k w_i f_i(\vec{x}) \quad (26)$$

En este caso hay dos funciones diferentes, la ecuación de temperatura interna del componente electrónico  $f_1$  y el modelo de tiempo de mecanizado de la placa de impacto

$f_2$ , por lo que reescribiendo la Ecuación 26 se define la función de coste para resolver el problema:

$$\text{Coste} = w_T \text{Temperatura} + w_t \text{tiempo} \quad (27)$$

donde  $w_T$  y  $w_t$  son dos coeficientes cuyo valor es definido por el diseñador del sistema de refrigeración en función del enfoque seguido, dando más importancia a una baja temperatura del componente en cualquier circunstancia o a un bajo coste de fabricación. Normalmente estos coeficientes se definen de forma que:

$$\sum w_i = 1 ; w_i > 0 \quad (28)$$

### **3.3.2 Parámetros del algoritmo PSO**

El algoritmo PSO propuesto en este trabajo consta de una población de 50 partículas, el valor máximo del rango analizado por Eberhart *et al.* [99] y un número de iteraciones igual a 100. Una vez determinados estos parámetros, el siguiente paso es la determinación de los coeficientes de inercia y aceleración.

El coeficiente de inercia presenta múltiples formas para ser implementado. Nickabadi *et al.* [111] realizaron una investigación en profundidad sobre los diferentes tipos de estrategias de ponderación de la inercia y su rendimiento.

Entre todos los mecanismos de adaptación, se ha elegido uno adaptativo. Como se puede ver en [111], el peso de inercia etiquetado  $w_{12}$  está definido por la mejor aptitud global y local media:

$$w = 1.1 - \frac{g_{best}}{\bar{p}_{best}} \quad (29)$$

Por otra parte, también los coeficientes de aceleración  $c_1$  y  $c_2$  pueden ser determinados por diferentes mecanismos, como la variación de tiempo lineal [112], [113], la variación de tiempo no lineal [114], o el tiempo adaptativo [115], [116].

Una de las razones para el uso de valores no constantes de  $c_1$  y  $c_2$  es la gestión del efecto cognitivo y social de cada partícula. El componente cognitivo mide el impacto de la mejor solución de la partícula, mientras que el componente social se ocupa de la mejor solución global. Al principio de la optimización PSO, es preferible aumentar el impacto

de los componentes cognitivos, mientras que, al alcanzar los valores finales, la mejor estrategia es aumentar el componente social.

En este trabajo se propone el siguiente criterio lineal variable en el tiempo

$$c_1 = (c_{1f} - c_{1i}) \frac{Iter}{MaxIter} + c_{1i} \quad (30)$$

$$c_2 = (c_{2f} - c_{2i}) \frac{Iter}{MaxIter} + c_{2i} \quad (31)$$

donde  $c_{xi}$  es el valor inicial y  $c_{xf}$  es el valor final de cada coeficiente. Esta constante puede tomar diferentes valores, y en este caso se toman los mismos valores que en [47],  $c_{1i} = c_{2f} = 2.5$  y  $c_{1f} = c_{2i} = 0.5$ .

El último paso es la definición de cómo inicializar las partículas y las condiciones de restricción, ya que las variables de entrada son  $D$  y  $S/D$ . Por un lado, como se ha mencionado en el apartado 3.2.1, el diámetro sólo puede tomar ocho valores diferentes por lo que, al comienzo de la optimización, esta posición toma uno de estos ocho valores de forma aleatoria. Durante el proceso de optimización, salta entre los valores del diámetro hasta el final del proceso. Por otro lado, el valor mínimo de la relación  $S/D$  se ha fijado en 2 en la sección 3.2. Al mismo tiempo, el valor máximo está definido por las dimensiones de la placa. El lado corto de la placa sería la distancia máxima  $S$  entre centros (13 mm) por lo que  $S/D$  toma un valor máximo de 52.

### **3.4 Discusión de resultados**

#### **3.4.1 Datos del caso de estudio**

Con el objetivo de probar el algoritmo de evaluación y optimización del sistema de refrigeración por impacto chorro de aire desarrollado en este trabajo, se propone como caso de estudio un inversor solar. Se trata de un dispositivo de electrónica de potencia que convierte la corriente continua generada en los módulos solares en corriente alterna para ser consumida o vertida a la red eléctrica. Los inversores están formados por cuatro transistores bipolares de puerta aislada (IGBT), que constituyen una topología de inversor de puente completo (*full-bridge*).

El foco de la ineficiencia en estos dispositivos está en las pérdidas de conmutación, y esta energía debe disiparse en forma de calor para preservar la integridad del transistor y permitir que siga funcionando a la frecuencia y potencia deseadas.

Para este cálculo se toma como referencia un inversor solar de 1.5 kW de potencia con una salida alterna de 230 V [117]. En un sistema de este tipo, la potencia disipada por cada transistor es de unos 7 W, y como referencia se ha elegido un IRG4PC40SPBF, cuyo encapsulado es el TO-247AC mostrado en la Figura 20 y que tiene una resistencia interna de unión a caja de 0.77 °C/W. Este dispositivo tiene una temperatura de la unión semiconductor máxima admisible de 150 °C.

### 3.4.2 Resultados calculados

Para evaluar los resultados que ofrece el proceso de optimización, se han realizado diversas pruebas variando los pesos de las dos variables a optimizar, tanto la temperatura  $w_T$  como el tiempo de mecanizado de la placa de impacto  $w_t$ . La Tabla 2 muestra las soluciones que el algoritmo de generación de geometría y optimización sugiere.

**Tabla 2** Soluciones propuestas por el algoritmo de optimización de PSO que satisfacen el criterio especificado en los parámetros.

Parámetros	$w_T = 0.25;$ $w_t = 0.75$	$w_T = 0.5;$ $w_t = 0.5$	$w_T = 0.75;$ $w_t = 0.25$
Diámetro	0.3 mm	0.3 mm	0.3 mm
Número de toberas en el lado corto	8	12	17
Número de toberas en el lado largo	9	14	20
Número Total de toberas	72	168	340
Distancia entre placas	0.9 mm	0.9 mm	0.9 mm
Temperatura de la superficie	137.52 °C	124.40 °C	114.95 °C
Temperatura de la unión	142.91 °C	129.79 °C	120.34 °C
Tiempo de fabricación	6.34 s	14.61 s	29.36 s
Espaciado entre centros de tobera $S$	1.625 mm	1.083 mm	0.765 mm

De la izquierda a la derecha de la tabla, el peso de la temperatura del componente a enfriar aumenta, mientras que el peso del tiempo de mecanizado disminuye. En consecuencia, se observan variaciones en las soluciones propuestas.

El número total de toberas se incrementa a medida que aumenta el peso de la temperatura del componente. Sin embargo, este aumento del número de toberas no lleva aparejado un cambio en el diámetro de estas. El aumento del número de toberas

es por tanto consecuencia de una disminución de la separación entre ejes de toberas  $S$ , que en ningún caso alcanza el límite inferior fijado en las restricciones de este caso, tomando la relación  $S/D$  un valor mínimo de 2.55.

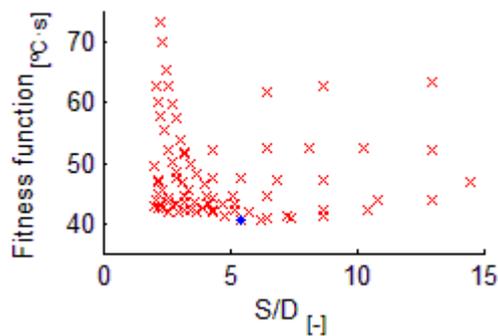
En cuanto a la distancia entre la placa de impacto y la placa objetivo, esta se mantiene constante ya que este parámetro está directamente relacionado con el diámetro de las toberas y se ajusta a una relación  $S/D = 3$ .

Tanto la temperatura de la unión del semiconductor como la de la superficie disminuyen a medida que el mayor número de toberas permite que fluya más aire a través de estas. Para los tres casos presentados, la temperatura alcanzada en el interior del componente electrónico está dentro del rango aceptable determinado por el fabricante en estado estacionario para las cargas térmicas consideradas. La mayor diferencia de temperatura existente entre casos es ligeramente superior a 20 °C.

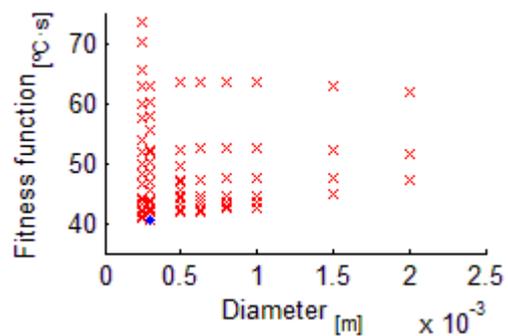
Por otro lado, el tiempo de mecanizado está directamente influenciado por el número de agujeros, manteniéndose prácticamente proporcional al número de éstos. El caso en el que ha primado la temperatura del componente tiene un tiempo de fabricación más de cuatro veces superior al caso en el que sólo se ha asignado un 25% del peso a dicho parámetro. Este tiempo de mecanizado es una aproximación teórica de una máquina CNC de alta velocidad sin considerar el posicionamiento inicial ni las aceleraciones. La velocidad de mecanizado debe ajustarse a cada máquina con sus correspondientes especificaciones técnicas y factores de seguridad.

Para observar la ubicación de la solución óptima encontrada por el algoritmo, se muestra la Figura 24. En esta figura se representan las tres soluciones expuestas en la Tabla 2 mostrando la función de ajuste, que es una combinación de las variables a optimizar, frente a las dos variables independientes, el espaciado adimensional entre centros de tobera  $S/D$  y el diámetro  $D$  de éstas. Observando en primer lugar las gráficas de función de ajuste y espaciado adimensional entre centros de toberas, se puede ver como las soluciones se agrupan formando curvas que son coincidentes con cada diámetro discreto de tobera utilizado en este cálculo. A medida que se aumenta el peso de la temperatura en la función objetivo, el valor que minimiza la función, representado

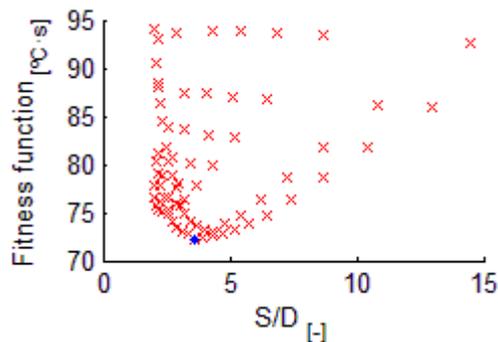
en azul, se desplaza hacia valores de  $S/D$  más pequeños. Además, la curvatura de las soluciones para cada diámetro se incrementa al aumentar este peso.



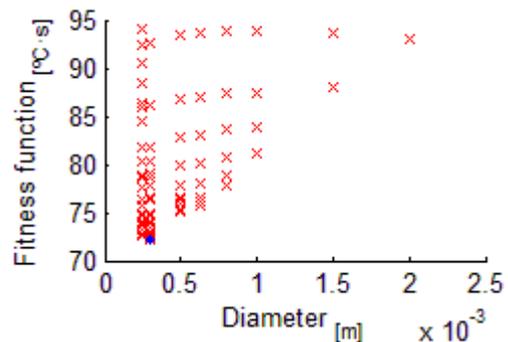
(a)  $S/D$  frente a la función de ajuste con  $w_T = 0.25$  y  $w_t = 0.75$



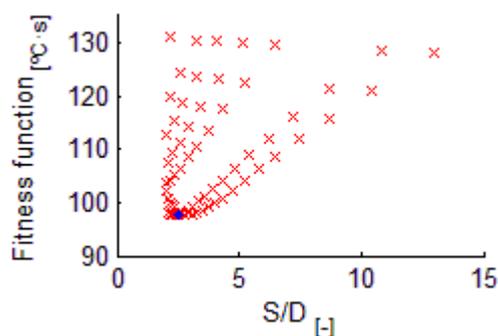
(b)  $D$  frente a la función de ajuste con  $w_T = 0.25$  y  $w_t = 0.75$



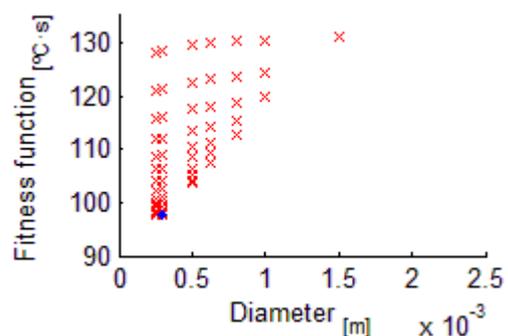
(c)  $S/D$  frente a la función de ajuste con  $w_T = 0.5$  y  $w_t = 0.5$



(d)  $D$  frente a la función de ajuste con  $w_T = 0.5$  y  $w_t = 0.5$



(e)  $S/D$  frente a la función de ajuste con  $w_T = 0.75$  y  $w_t = 0.25$

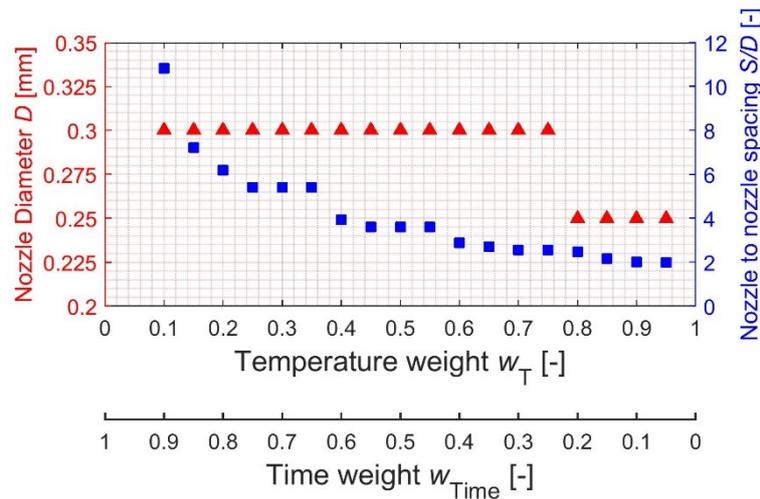


(f)  $D$  frente a la función de ajuste con  $w_T = 0.75$  y  $w_t = 0.25$

Figura 24 Representación espacial de la función de ajuste con respecto a las variables independientes  $S/D$  y  $D$ .

En cuanto a las gráficas de la función de ajuste frente al diámetro de la tobera, se observa cómo cuando el peso del tiempo de mecanizado es mayor, la solución con un valor menor para cada diámetro es menos dispersa que cuando este peso disminuye. Para los tres casos, como se ve en la tabla, el resultado no ha variado, siendo  $D$  en todos los casos de 0.3 mm.

Al no observar la variación del diámetro elegido en las soluciones, se ha ampliado el número de combinaciones de pesos de la temperatura y el tiempo de fabricación en la función del coste para ver una tendencia y evolución, así como para comprobar si el algoritmo es capaz de elegir otros diámetros de tobera. Los resultados se recogen en la Figura 25.



**Figura 25** Resultados de la solución, diámetro de tobera  $D$  y separación adimensional entre centros de tobera  $S/D$  para la variación del peso de la temperatura en la función de costes.

En este gráfico se puede observar como las soluciones óptimas para todo el rango de combinaciones posibles de pesos que puede tomar este problema, son los valores de diámetro 0.3 mm y 0.25 mm, correspondiendo este último a un peso de la temperatura o igual al 80%. Por otro lado, para la separación entre centros de tobera, al aumentar el peso de la temperatura la separación se reduce, pero no de forma continua o lineal en todo el rango estudiado.

Del análisis de estos resultados, parece que la elección del diámetro está fuertemente condicionada por el caudal y la presión suministrados por el ventilador. Esto también puede verse reforzado por el hecho de que actúa en una zona de refrigeración muy pequeña. Un área mayor puede hacer que el algoritmo seleccione las geometrías de diámetros de tobera más grandes, especialmente cuando se pondera el tiempo de fabricación.

### 3.5 Conclusiones

En este capítulo se muestra un procedimiento para calcular y optimizar un sistema de refrigeración por impacto de chorro de aire para componentes de electrónica de

potencia. Este procedimiento es general para todos los tipos de componentes electrónicos con geometría rectangular, y matrices rectangulares de toberas de impacto de chorro de forma circular, con el esquema de salida de mínimo *crossflow*. El número de componentes a refrigerar es ajustable y se debe emplear un ventilador o soplador con curvas características conocidas.

Se ha desarrollado un algoritmo de optimización PSO multiobjetivo, cuya característica principal es que, en la inicialización, las partículas se sitúan aleatoriamente en un campo discreto de soluciones dentro del cual se moverán hasta alcanzar el valor óptimo.

El resultado obtenido por el algoritmo PSO es en todos los casos el óptimo, que se ha comparado con el cálculo de todas las soluciones individualmente. La cantidad de soluciones geoméricamente posibles es de 92 para este caso, lo que no requiere mucho tiempo para calcular y evaluar todas las soluciones. Sin embargo, un aumento de las dimensiones de la placa, un mayor número de diámetros de tobera disponibles y otras variables que se pueden añadir a la formulación del problema, hace que sea ventajoso utilizar un algoritmo como el presentado en este estudio, obteniendo soluciones de forma más rápida.

La ponderación de la temperatura y el tiempo de fabricación se ha realizado de forma que los factores que multiplican estas variables sumen la unidad. Cualquier variación de este criterio podría dar lugar a otras soluciones óptimas, especialmente si se desean tiempos de fabricación bajos, con diámetros de tobera mayores.

El algoritmo desarrollado para la generación y optimización de geometrías de impacto de chorro de aire es sencillo y puede integrarse fácilmente en los procesos de diseño de sistemas de refrigeración de componentes electrónicos a nivel industrial.

## **Capítulo 4 Comparación experimental de esquemas de crossflow de un sistema de impacto de chorro de aire y aplicación teórica a la mejora de la eficiencia fotovoltaica**

---

### **4.1 Introducción**

La energía solar fotovoltaica es una de las fuentes de energía renovable con mayor proyección [118], y una amplia adopción de esta tecnología podría traducirse en una fuente de energía abundante y barata. Es la fuente de energía con mayor capacidad instalada durante 2017, superando la suma de nuevas centrales nucleares y de combustibles fósiles y duplicando la energía eólica [119]. El descenso a lo largo de los años del coste de las células asociado a la fabricación explica en parte este éxito. Sin embargo, ante el previsible estancamiento de este factor [120], el aumento de la eficiencia de las células y de los sistemas puede ser clave para mantener este crecimiento y ayudar a alcanzar los ambiciosos objetivos en materia de sostenibilidad a los que se enfrenta el mundo.

Las células fotovoltaicas convierten directamente la radiación solar incidente en energía eléctrica utilizable. La eficiencia de un sistema fotovoltaico se define como la fracción de energía eléctrica utilizable que se ha convertido a partir de la energía incidente. En la eficiencia influyen varios factores, como el material de las células [121], el proceso de fabricación [122] o las condiciones ambientales [123]. Este factor es de gran importancia, ya que la irradiación, la temperatura ambiental, las condiciones meteorológicas o la presencia de polvo o suciedad influyen en la temperatura de la célula, lo que provoca variaciones en su eficiencia. Esto llevó a investigadores como Hassan Ali *et al.* [124] a desarrollar modelos que determinen los parámetros que definen la eficiencia de una célula fotovoltaica en tiempo real.

Un aumento de la temperatura de la célula conduce a una reducción de la brecha de banda del semiconductor. La consecuencia es una disminución de la tensión generada en circuito abierto  $V_{oc}$ . Este cambio en las propiedades del material conduce a una mayor absorción de energía, ya que el porcentaje de luz capaz de subir portadores de carga desde la banda de valencia a la banda de conducción es mayor. El resultado es un aumento de la corriente de cortocircuito  $I_{sc}$  [125]. La combinación de estos efectos

### ***Refrigeración mediante impacto de aire de dispositivos de alto flujo térmico***

*Comparación experimental de esquemas de crossflow de un sistema de impacto de chorro de aire y aplicación teórica a la mejora de la eficiencia fotovoltaica*

provoca una reducción de la potencia de salida y, por tanto, de la eficiencia [126]. Este aspecto provoca un desplazamiento del punto de máxima potencia del sistema. La investigación en algoritmos innovadores de seguimiento del punto de máxima potencia MPPT busca dar una solución a este problema optimizando la producción de los sistemas de generación de energía [127].

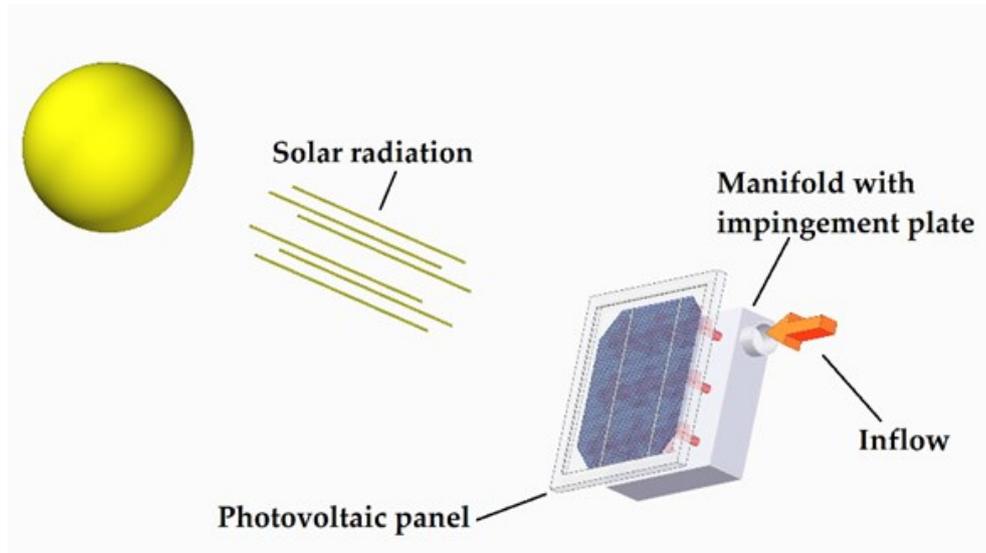
Dependiendo del tipo de célula y de su construcción o de las condiciones en las que se haya caracterizado [14], [128], [129], la eficiencia puede disminuir alrededor de un 0,45% cuando la temperatura aumenta un grado. Por ello, parte de la investigación e ingeniería relacionada con esta fuente de energía se centra en la gestión térmica de estos dispositivos. Además, como indican Sharma *et al.* [15] en su investigación, la aplicación de la refrigeración en los paneles fotovoltaicos puede tener un efecto en la vida útil del panel. La vida útil se vería incrementada, aportando beneficios ambientales y económicos a los usuarios y propietarios de esta tecnología.

Para ello se han utilizado varios métodos, como la refrigeración radiante, la convección natural o forzada, los micro-canales o el impacto de chorro. Este último sistema es el que se ha investigado en este trabajo. Zhu *et al.* [130] investigaron el potencial de radiación en el espacio exterior aprovechando la ventana de transparencia atmosférica colocando una lámina sobre la célula fotovoltaica. Este modo pasivo no sólo permite reducir la temperatura de la célula hasta 13°C, sino que mantiene e incluso aumenta la absorción de energía de la célula. Otra forma de refrigerar las células, o en este caso los paneles fotovoltaicos, es la propuesta por Amelia *et al.* [131], donde se analiza experimentalmente el efecto de incluir uno o varios ventiladores en la parte posterior de estos paneles para mejorar su rendimiento en climas cálidos. Los resultados se comparan con un panel en condiciones de convección natural. La distribución térmica de cada panel se analiza mediante termografía y los resultados muestran que la potencia de salida aumenta a medida que disminuye la temperatura. En sus conclusiones indican, sin analizar cuantitativamente, que el aumento del número de ventiladores es un inconveniente ya que requieren energía eléctrica, afectando así al rendimiento neto de la instalación. Otra forma de convección forzada es la utilizada por Radwan *et al.* [132] en su investigación utilizando micro-canales. A través de estos canales se hace circular un fluido que contiene nanopartículas para refrigerar un sistema fotovoltaico-térmico

### **Refrigeración mediante impacto de aire de dispositivos de alto flujo térmico**

*Comparación experimental de esquemas de crossflow de un sistema de impacto de chorro de aire y aplicación teórica a la mejora de la eficiencia fotovoltaica*

de baja concentración. También, dentro de los sistemas de convección forzada pero separado por su naturaleza está el enfriamiento por impacto de chorro. Este último método es el que se ha investigado en este trabajo. Hasan *et al.* [133] realizaron un trabajo similar al de Radwan pero utilizando el impacto de chorros como técnica de refrigeración para un panel solar de tamaño comercial. Sus resultados muestran un aumento de la potencia de salida de hasta el 62.5%.



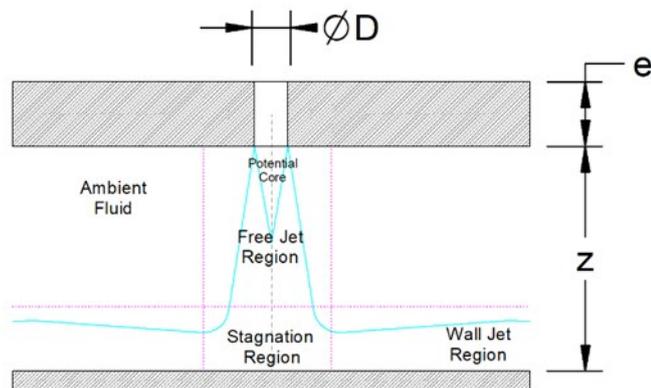
**Figura 26** Esquema del sistema de refrigeración de paneles fotovoltaicos por impacto de chorro de aire propuesto en este trabajo. El calor generado por la luz solar se disipa mediante chorros. Estos chorros (en rojo) se forman introduciendo aire en un colector, que escapa a través de una serie de toberas.

Los sistemas de impacto de chorro de aire han demostrado ser una forma muy eficiente de transferencia de calor, lo que ha permitido su aplicación en varias industrias [12], [134]. Esta tecnología se basa en el impacto de un fluido, inyectado desde una o varias toberas, sobre la superficie a enfriar. Estas toberas suelen ser normales a la placa objetivo, pero se han probado experimentalmente otros ángulos de incidencia [135]. La Figura 26 representa el sistema básico de estudio de este trabajo. Muestra un panel solar expuesto a la incidencia de los rayos solares. En la parte posterior, se introduce un fluido refrigerante en un colector, y sale a través de una serie de toberas formando chorros. Estos chorros inciden en la parte posterior del conjunto fotovoltaico creando un sistema de transferencia de calor por convección forzada. En la Figura 27 se muestran los parámetros básicos de un sistema de impacto de chorro único. También se muestra el diámetro de la tobera  $D$ , su distancia a la placa objetivo  $z$  y el grosor de la placa de

### **Refrigeración mediante impacto de aire de dispositivos de alto flujo térmico**

*Comparación experimental de esquemas de crossflow de un sistema de impacto de chorro de aire y aplicación teórica a la mejora de la eficiencia fotovoltaica*

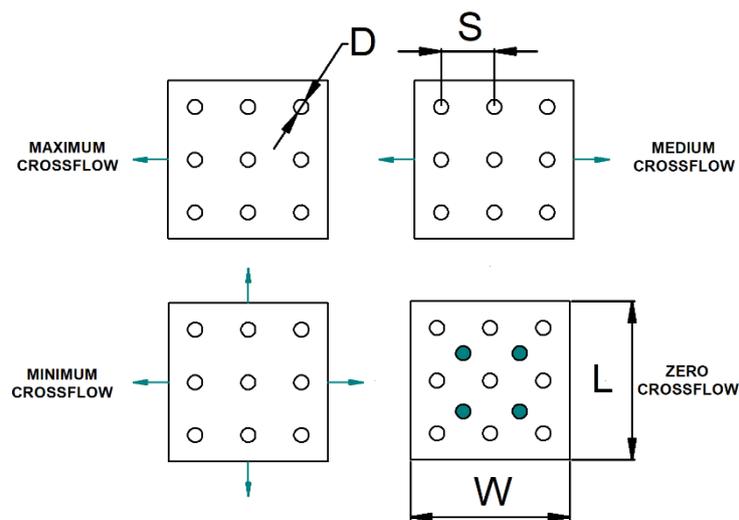
impacto  $e$ . En las aplicaciones prácticas es habitual utilizar agrupaciones de toberas colocadas en una placa para conseguir una alta tasa de transferencia de calor distribuida por toda la superficie de intercambio. el esquema de *crossflow* se define como la salida del aire gastado que atraviesa el espacio entre las placas de impacto y de destino. En función de las salidas de aire disponibles, el *crossflow* se denomina mínimo, medio, máximo o nulo, tal y como se esquematiza en la Figura 28. En esta figura, se muestra otro parámetro principal de un sistema de impacto, la distancia entre toberas  $S$ . En la misma figura, la salida del aire de la zona de impacto se indica con flechas, excepto en el caso de cero *crossflow*. En este caso, la salida del aire está indicada por las toberas coloreadas y normales a la vista.



**Figura 27** Vista lateral de un esquema de flujo de un chorro de aire único, regiones y comportamiento del fluido. Adaptado de [136].

## Refrigeración mediante impacto de aire de dispositivos de alto flujo térmico

Comparación experimental de esquemas de crossflow de un sistema de impacto de chorro de aire y aplicación teórica a la mejora de la eficiencia fotovoltaica



**Figura 28** Esquema de vista superior que muestra la diferencia entre los cuatro tipos de esquemas de crossflow. Las flechas o toberas de colores muestran la dirección del flujo que ya ha intercambiado calor.

En el presente trabajo, la investigación se centra en la evaluación de las configuraciones de *crossflow* mínimo y cero. Las demás configuraciones se descartan porque el *crossflow* medio ofrece resultados muy similares al mínimo, mientras que el *crossflow* máximo presenta escasa uniformidad, lo que constituye una característica indeseable. En la primera configuración, el aire impulsado intercambia calor tras formar un chorro a través de las toberas y escapa por los laterales del sistema, en paralelo a la placa objetivo. Sin embargo, en el caso de cero *crossflow*, el aire debe pasar por otra serie de toberas en la placa de impacto, lo que conduce a una cámara en la que se liberará a la atmósfera. Estas toberas de salida están situadas entre las toberas de entrada, de modo que el aire, tras chocar con la placa de destino e intercambiar calor, escapa tras viajar una corta distancia a través de la placa. Por el contrario, en el caso de flujo transversal mínimo, el aire debe llegar a los extremos de la placa de impacto, con una distancia variable en función de la ubicación de la tobera en la que se haya formado el chorro. Esto significa que las configuraciones con mayor flujo transversal presentan una menor uniformidad en la transferencia de calor, como menciona [137]. Sin embargo, la potencia de bombeo necesaria para que el aire fluya dos veces a través de la placa de impacto es mayor [138].

## ***Refrigeración mediante impacto de aire de dispositivos de alto flujo térmico***

*Comparación experimental de esquemas de crossflow de un sistema de impacto de chorro de aire y aplicación teórica a la mejora de la eficiencia fotovoltaica*

El uso del impacto del aire como técnica de gestión térmica ya se ha utilizado anteriormente en el campo de la energía fotovoltaica. Bahaidarah [139] investigó la viabilidad de la refrigeración de paneles fotovoltaicos con impacto de chorro en Oriente Medio, consiguiendo descensos de temperatura de hasta 12 °C y mejoras máximas del aprovechamiento energético de alrededor del 50%. Lee y Vafai [140] compararon los micro-canales y el impacto de chorro, llegando a la conclusión de que mientras el primer sistema requiere un flujo bajo y provoca una elevada caída de presión, en el impacto de chorro ocurre lo contrario. La uniformidad en la transferencia de calor de un sistema de impingement en una configuración de cero *crossflow* permite una distribución térmica más homogénea en la célula o panel fotovoltaico a refrigerar [47], [138]–[140] y, por tanto, opera en mejores condiciones [141].

Los objetivos de esta investigación son, en primer lugar, validar experimentalmente un sistema de evaluación de la refrigeración por impacto de chorro de aire para la mejora de los sistemas fotovoltaicos. Además, se pretende comparar experimentalmente la capacidad de refrigeración de dos configuraciones de *crossflow* por impacto de aire, y evaluar teóricamente sus implicaciones en la eficiencia de un sistema fotovoltaico. En cuanto a esta característica, se analizará si las ventajas de uniformidad de la configuración de cero *crossflow* de los grandes paneles fotovoltaicos son aplicables a unidades más pequeñas que puedan servir de alimentación a dispositivos de baja potencia. La innovación y aportación al conocimiento está en que, a diferencia de estudios anteriores, se considerará el incremento neto de potencia al comparar los casos. Para ello, se tendrá en cuenta la potencia hidráulica necesaria para proyectar los chorros frente al incremento total de potencia eléctrica captada por la célula.

## **4.2 Materiales y métodos**

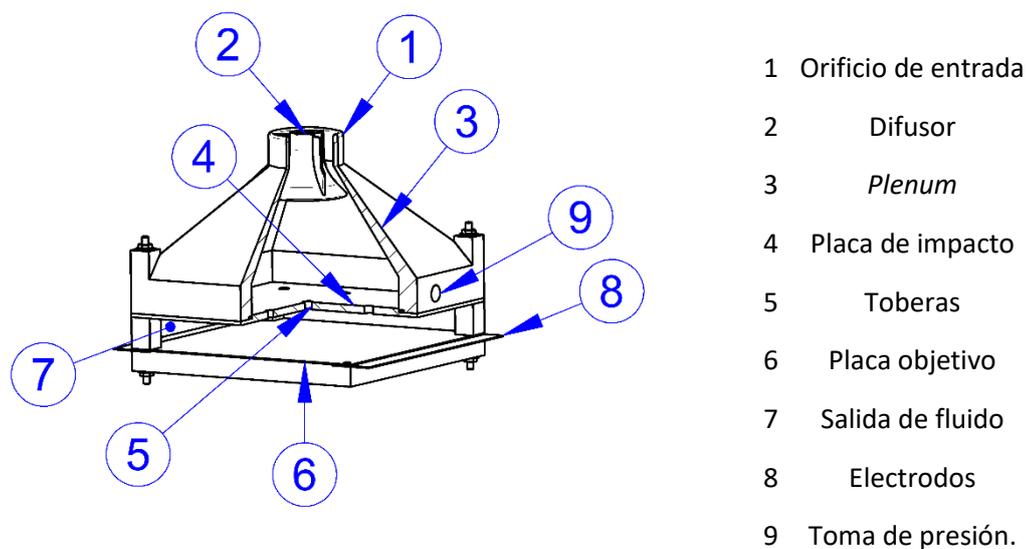
### **4.2.1 Configuración experimental**

Se ha diseñado un banco de pruebas para evaluar la capacidad de transferencia de calor de un sistema de impacto de chorro de aire con dos configuraciones de *crossflow*. La Figura 29 muestra una sección de las partes que constituyen el sistema de impacto, con el *plenum*, la placa de impacto y la placa objetivo. El aire se introduce por el orificio superior (1) del *plenum*. Un difusor (2) garantiza una distribución uniforme del aire y una

### **Refrigeración mediante impacto de aire de dispositivos de alto flujo térmico**

*Comparación experimental de esquemas de crossflow de un sistema de impacto de chorro de aire y aplicación teórica a la mejora de la eficiencia fotovoltaica*

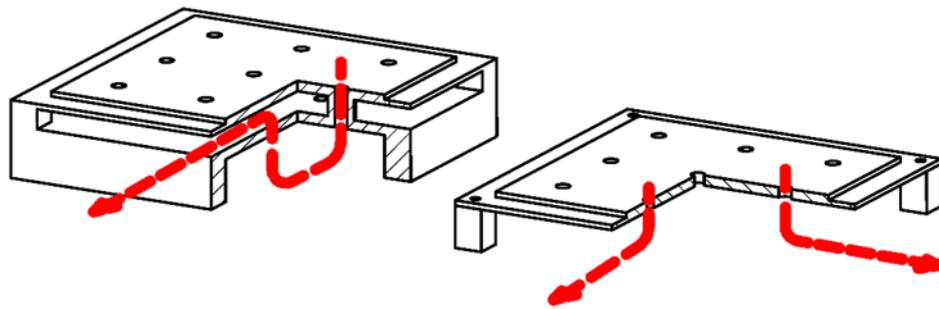
salida también uniforme a través de las toberas. La función del *plenum* (3) es estabilizar el aire para que pueda ser considerado como un depósito de aire presurizado estático. Desde esta cámara, el aire pasa a través de las toberas de entrada (5), que constituyen la placa de impacto (4), formando en ambos casos los chorros que inciden sobre la superficie de intercambio térmico de la placa objetivo (6). Esta pieza se calienta eléctricamente mediante dos electrodos situados en sus extremos (8). Posteriormente, el aire sale del conjunto lateralmente (7) en el caso de flujo transversal mínimo o a través de las toberas de salida en el caso de flujo transversal nulo. Existe una abertura lateral (9) para la medición de la presión estática en la cámara. Esta configuración permite un cambio rápido entre las configuraciones de flujo cruzado para las pruebas. El número de toberas, la disposición y otros parámetros se muestran en la Tabla 3. El número de toberas seleccionado se debe a dos razones. En primer lugar, hay que elegir una configuración en la que se puedan ver las interacciones de los chorros. Por otra parte, el área afectada por cada chorro debe ser lo más grande posible para que la resolución de la cámara pueda captar con precisión los gradientes térmicos. Por ello, se ha elegido una cuadrícula rectangular de 3 x 3 para la placa objetivo de 100 mm x 100 mm, que corresponde a la longitud  $L$  y la anchura  $W$ . La Figura 30 muestra en detalle las placas de impacto utilizadas en este estudio y muestra ejemplos de la trayectoria del aire a través de ellas.



**Figura 29** Banco de ensayos del conjunto de impacto de chorro de aire con la placa de impacto de mínimo crossflow.

### Refrigeración mediante impacto de aire de dispositivos de alto flujo térmico

Comparación experimental de esquemas de crossflow de un sistema de impacto de chorro de aire y aplicación teórica a la mejora de la eficiencia fotovoltaica



**Figura 30** En rojo, líneas de trayectoria de muestra de los esquemas de crossflow, mostrando la entrada y la salida de cada uno. Izquierda: placa de impacto de cero crossflow. Derecha: placa de impacto de mínimo crossflow.

La placa objetivo consiste en una fina lámina aislante de mica de 350  $\mu\text{m}$  de grosor cubierta por una capa conductora de electricidad de 50  $\mu\text{m}$  de grosor. La capa conductora es pintura eléctrica de la marca Bare Conductive, en la que se produce un calentamiento por efecto Joule al aplicar una tensión. Esta pintura se aplica mediante una malla de 43T de serigrafía para garantizar un grosor uniforme. Su resistividad superficial eléctrica relativamente alta, 50  $\Omega/\text{cuadrado}$ , permite calentar la placa objetivo a baja tensión en comparación con otras [45], [142], [143]. La corriente eléctrica procede de una red de corriente alterna con la tensión regulada con un autotransformador.

**Tabla 3** Parámetros geométricos de la placa de impacto.

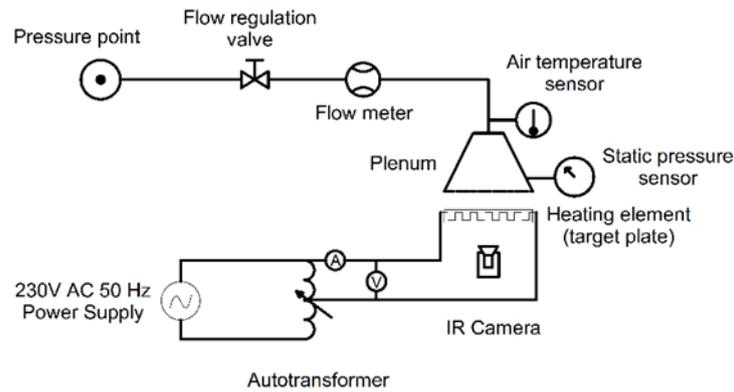
Parámetro	Unidad	Mínimo Crossflow	Cero Crossflow – Entrada/Salida
D	mm	5	5/5
Dimensión de la agrupación	-	3 x 3	3 x 3 / 2 x 2
S/D	-	6.66	6.66
e/D	-	0.71429	2.85714 / 0.71429
z/D	-	3	3
Bordes	-	En ángulo	En ángulo

El aire se suministra mediante la conexión de aire comprimido del laboratorio, mientras que el caudal volumétrico se determina con un caudalímetro digital SMC PFMB7501, con un rango de trabajo de 5 a 500 L/min que se encuentra en el rango óptimo para este estudio. La presión estática en el *plenum* se mide mediante un medidor de presión PCE-P01. La temperatura del aire se determina por medio de un termopar tipo T insertado a través de un orificio en la entrada del *plenum* y conectado a un termómetro de registro

### **Refrigeración mediante impacto de aire de dispositivos de alto flujo térmico**

*Comparación experimental de esquemas de crossflow de un sistema de impacto de chorro de aire y aplicación teórica a la mejora de la eficiencia fotovoltaica*

Amprobe TMD-56. Las mediciones de corriente y potencial eléctrico se han registrado con un multímetro Fluke 115. En la Figura 31 se muestra un esquema del montaje.

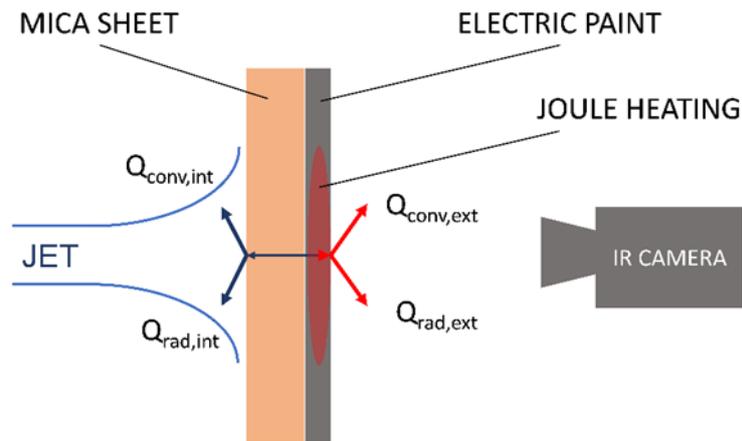


**Figura 31** Esquema del montaje experimental utilizado en este capítulo con los circuitos neumáticos y eléctricos.

La capacidad de refrigeración de cada conjunto se evalúa mediante termografía infrarroja con una cámara OPTRIS PI400. La cámara está situada detrás de la placa objetivo apuntando a la capa conductora eléctrica. El postproceso de las imágenes termográficas se ha realizado mediante un script de MATLAB donde se emplea la metodología aplicada por Cocchi *et al.* [45]. Debido al reducido espesor de la placa objetivo de este estudio y a la baja conductividad térmica de la lámina de mica, se ha realizado una simplificación sobre dicho modelo, despreciando la conducción térmica plana. En la Figura 32, se muestra un esquema de lo explicado anteriormente. El proceso de calibración de la cámara termográfica se ha realizado mediante termopares colocados en contacto con la superficie.

### Refrigeración mediante impacto de aire de dispositivos de alto flujo térmico

Comparación experimental de esquemas de crossflow de un sistema de impacto de chorro de aire y aplicación teórica a la mejora de la eficiencia fotovoltaica



**Figura 32** Esquema de los flujos térmicos utilizados para el posprocesado a través de la placa objetivo, el sistema de medición y el impacto del chorro. Espesor fuera de escala.

La carga térmica aplicada a la placa objetivo se regula con el autotransformador. La tensión aplicada a la placa es de 50V AC 50 Hz, lo que equivale a una potencia disipada de 21.5 W. Para determinar el rango de flujo volumétrico del estudio, que está limitado por la sensibilidad de los instrumentos y la mayor restricción de flujo causada por la placa de impacto de flujo cruzado cero, se ha realizado un estudio preliminar. Con pasos entre los diferentes niveles de aproximadamente 50 L/min, se han realizado cinco experimentos para cada placa de impacto aumentando el caudal aproximadamente desde 50 L/min hasta 250 L/min. El caso de convección natural (0 L/min) no se ha considerado por dos razones. La primera razón es que, a los niveles de potencia aplicados, la temperatura alcanzada sin flujo compromete la integridad de la placa objetivo. El aumento de la temperatura provoca el desprendimiento de los electrodos y el deterioro permanente de la pintura conductora eléctrica. En segundo lugar, la presencia de un *plenum* impide el contacto de la cara posterior con el aire exterior circundante, impidiendo la refrigeración natural por convección. Este sistema requiere tensiones más bajas que otros sistemas basados en láminas metálicas [45], aunque sólo es adecuado para un rango de temperaturas inferior a 90 - 100 °C, según la destrucción de prototipos anteriores.

El resultado de las imágenes térmicas posprocesadas obtenidas en los experimentos es la distribución del número de Nusselt  $Nu$  sobre la placa objetivo, que permite estimar posteriormente cómo se comportaría un sistema de impacto de dimensiones similares. Este número adimensional relaciona el coeficiente de transferencia de calor convectivo

### **Refrigeración mediante impacto de aire de dispositivos de alto flujo térmico**

*Comparación experimental de esquemas de crossflow de un sistema de impacto de chorro de aire y aplicación teórica a la mejora de la eficiencia fotovoltaica*

con el coeficiente de transferencia de calor conductivo, dando una perspectiva sobre la eficacia de un sistema de refrigeración convectivo.

#### **4.2.2 Modelo de estimación de eficiencia fotovoltaica**

Para estimar la eficiencia de un módulo fotovoltaico, se ha utilizado un modelo de carga térmica en estado estacionario de diferencias finitas en 1D. Este modelo simula el calentamiento de un módulo solar bajo una determinada irradiancia y condiciones ambientales. Este modelo se basa en el modelo desarrollado por Hammami *et al.* [144].

Se considerará un módulo fotovoltaico teórico que coincide con las dimensiones de la placa objetivo previamente ensayada, 100 mm x 100 mm. Esta superficie está totalmente cubierta por la célula fotovoltaica y está compuesta por las capas y materiales descritos en la Tabla 4.

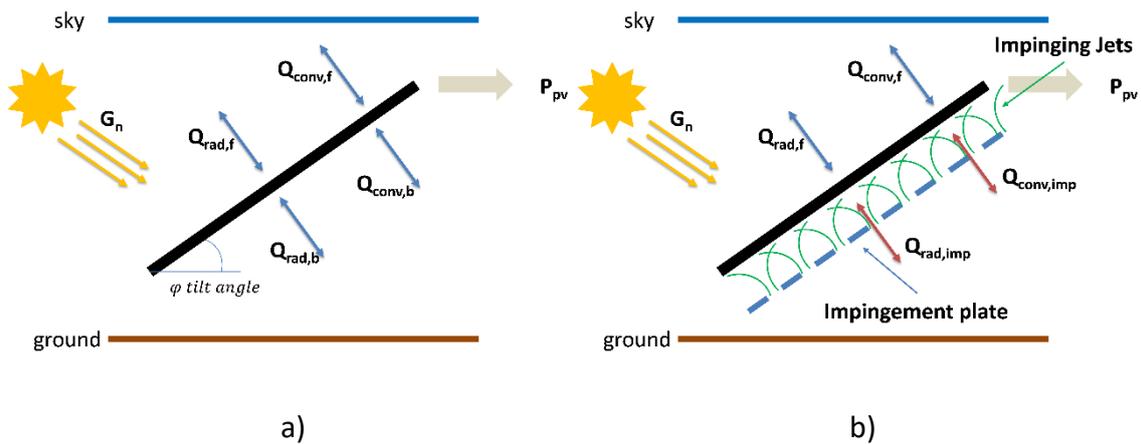
**Tabla 4** Capas y materiales considerados para el modelo de carga térmica solar.

Número de capa	Material	Espesor [mm]
1	Vidrio	4
2	Etilvinilacetato (EVA)	0.4
3	Célula fotovoltaica de silicio	0.4
4	Etilvinilacetato (EVA)	0.4
5	Lámina posterior	0.3

El flujo de calor interno dentro del modelo implícito de diferencias finitas en estado estacionario es similar al mostrado en la Figura 32 excepto por la generación de calor, que tiene lugar dentro de la célula fotovoltaica debido a las cargas solares y la energía que sale de los sistemas como radiación solar incidente, la cual se convierte en energía eléctrica. En la Figura 33, se muestra un sistema fotovoltaico convencional de refrigeración por convección natural con los flujos térmicos y se compara con un sistema de refrigeración por impacto.

## Refrigeración mediante impacto de aire de dispositivos de alto flujo térmico

Comparación experimental de esquemas de crossflow de un sistema de impacto de chorro de aire y aplicación teórica a la mejora de la eficiencia fotovoltaica



**Figura 33** a) Modelo térmico de convección natural y radiación. b) Modelo térmico de convección forzada y radiación. Figura adaptada de [144].

Las temperaturas de funcionamiento se resuelven aplicando el siguiente balance térmico con el modelo térmico 1D empleado,

$$G_n A - P_{pv} - Q_{tot} = 0 \quad (32)$$

donde  $G_n$  es el flujo de radiación  $W/m^2$  que incide sobre el módulo,  $A$  es el área,  $P_{pv}$  es la potencia eléctrica generada y  $Q_{tot}$  la suma de todas las pérdidas térmicas convectivas y conductivas. Este término, que comprende todos los flujos de calor representados en la Figura 33b, incluye la transferencia de calor por convección determinada experimentalmente con el montaje presentado en la sección 4.2.1. La eficiencia de conversión  $\eta_{PV}$  de la célula fotovoltaica se calcula entonces con la temperatura media de la célula  $T_c$  y, asumiendo una disminución lineal con la temperatura, el siguiente modelo, con coeficientes tomados de Mbewe *et al.* [128]

$$\eta_{PV} = a(1 - bT_c) \quad (33)$$

Las condiciones de contorno aplicadas a este modelo para evaluar el rendimiento de la célula solar bajo convección natural y forzada son las siguientes:

## Refrigeración mediante impacto de aire de dispositivos de alto flujo térmico

Comparación experimental de esquemas de *crossflow* de un sistema de impacto de chorro de aire y aplicación teórica a la mejora de la eficiencia fotovoltaica

**Tabla 5** Condiciones de contorno del modelo solar 1D.

	Convección natural	Convección forzada
Ángulo de inclinación [°]		45
Temperatura del aire [°C]		20
Temperatura del suelo [°C]		20
Irradiancia [W/m <sup>2</sup> ]		1000
Velocidad del viento [m/s]		1
Convección trasera	Resultados analíticos al ángulo de placa especificados	número de Nusselt obtenido de resultados experimentales

### 4.3 Resultados

Esta investigación se divide en las siguientes secciones para facilitar su comprensión. En primer lugar, se evalúa la influencia de la configuración del *crossflow* en la curva característica hidráulica de la instalación. Debido al flujo de aire resultante, se produce una distribución térmica que se analiza a continuación. Una vez conocida la distribución térmica y el flujo de aire, se calcula la transferencia de calor que tiene lugar en la placa mediante la obtención del número de Nusselt, de forma que los resultados puedan extrapolarse a otros casos. Finalmente, se analiza la capacidad de un sistema de refrigeración como el estudiado para aumentar la eficiencia de generación de energía de una célula solar.

#### 4.3.1 Respuesta hidráulica del sistema

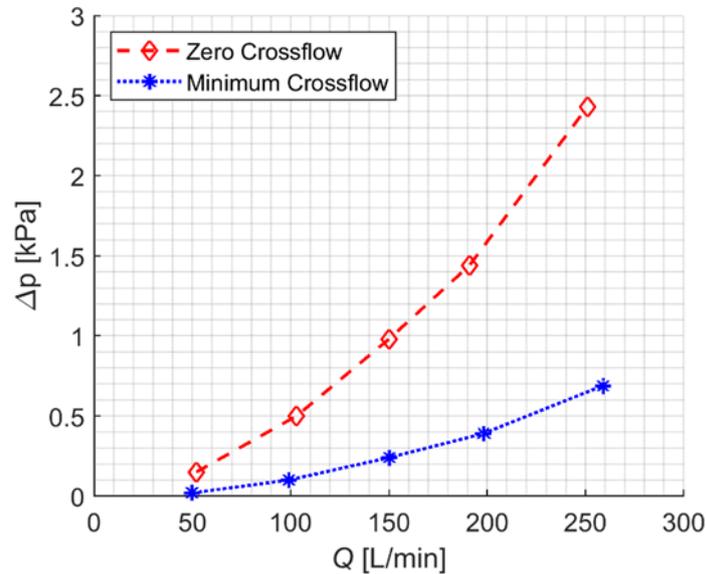
Las configuraciones evaluadas en este trabajo se diferencian en la forma en que el aire escapa de la zona de intercambio de calor. Mientras que en el caso de mínimo *crossflow* el aire escapa paralelo a la placa de impacto, en el caso de cero *crossflow* el aire escapa perpendicularmente a la placa a través de otros agujeros. Esta última configuración hace que el flujo utilizado en la refrigeración del componente pase dos veces por una sección estrecha, lo que significa que las pérdidas de presión que se producen en un sistema de este tipo son mayores.

La Figura 34 muestra las curvas características de cada una de las configuraciones con los cinco caudales probados. Se observa claramente cómo la placa de cero *crossflow*

### Refrigeración mediante impacto de aire de dispositivos de alto flujo térmico

Comparación experimental de esquemas de crossflow de un sistema de impacto de chorro de aire y aplicación teórica a la mejora de la eficiencia fotovoltaica

obtiene valores de pérdida de carga mayores en todo el rango estudiado que los obtenidos en la configuración de mínimo *crossflow*.



**Figura 34** Caída de presión provocada por las placas de impacto a cinco caudales de aire diferentes.

Estas curvas se han ajustado a ecuaciones de la forma  $y = ax^2$  ya que son curvas características y la presión tiene una dependencia cuadrática respecto al flujo que atraviesa la obstrucción, en este caso, la placa de impacto. El punto (0,0) también se ha considerado en el ajuste. La ecuación que modela la pérdida de carga en las placas evaluadas es:

$$\Delta p = \frac{8\rho}{N^2\pi^2 C_d^2 D^4} Q^2 \quad (34)$$

donde  $\Delta p$  y  $Q$  son la pérdida de carga y el caudal volumétrico. La densidad del fluido  $\rho$  en las condiciones de ensayo es de  $1,2027 \text{ kg/m}^3$ . El número de toberas  $N$  y su diámetro  $D$  son los mismos de la Tabla 3. Los datos de caída de presión se ajustan a la ecuación utilizando  $C_d$  como coeficiente de ajuste, y los resultados se muestran en la Tabla 6, incluyendo la bondad del ajuste representada por el coeficiente de determinación  $R^2$ .

### **Refrigeración mediante impacto de aire de dispositivos de alto flujo térmico**

*Comparación experimental de esquemas de crossflow de un sistema de impacto de chorro de aire y aplicación teórica a la mejora de la eficiencia fotovoltaica*

**Tabla 6** Coeficiente de ajuste y coeficiente de determinación para la curva de caída de presión frente a caudal.

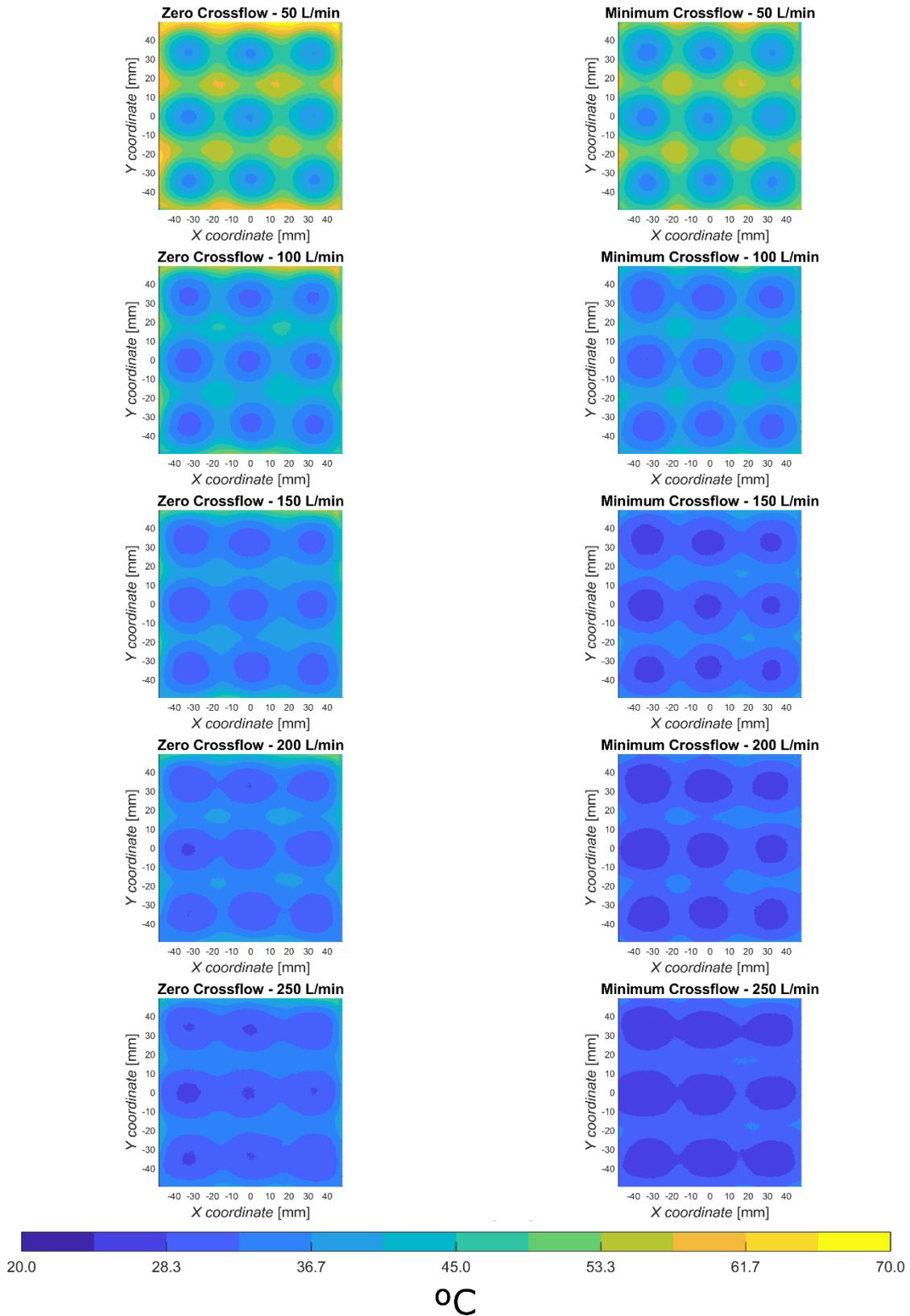
	$C_d$	$R^2$
Cero <i>crossflow</i>	0.369	0.994
Mínimo <i>crossflow</i>	0.723	0.999

Las toberas y la placa del caso de mínimo *crossflow* de este estudio tienen la misma relación de espesor y diámetro  $e/D$  que en el estudio desarrollado por Royne [105]. El valor del coeficiente de descarga resultante de 0.723 para el caso de flujo cruzado mínimo es superior al de 0.582 obtenido en ese trabajo de investigación utilizando la misma técnica de ajuste, aunque se encuentra entre los límites teóricos del coeficiente de descarga para un solo paso a través de una placa, 0.570 – 0.990. Para el esquema de cero *crossflow*, el coeficiente de descarga representa el equivalente a los dos pasos por la placa de impacto de nueve y cuatro toberas. Por lo tanto, el coeficiente de ajuste se encuentra fuera de los límites mencionados. Para obtener un valor adecuado para cada conjunto de toberas, sería necesario colocar un sensor de presión adicional en la zona de intercambio de calor.

#### **4.3.2 Distribución térmica y transferencia de calor**

Las placas de impacto ensayadas generan una distribución térmica sobre la placa objetivo al extraer el calor del impacto de los chorros. En primer lugar, la Figura 35 muestra la distribución térmica en la zona de medición de las imágenes tomadas con la cámara de infrarrojos. Estas imágenes se procesan de forma que permiten mostrar la temperatura del lado del impacto de los chorros aplicando la metodología descrita en la sección 4.2.1 .

**Refrigeración mediante impacto de aire de dispositivos de alto flujo térmico**  
*Comparación experimental de esquemas de crossflow de un sistema de impacto de chorro de aire y aplicación teórica a la mejora de la eficiencia fotovoltaica*



**Figura 35** Contornos de temperatura de las imágenes térmicas infrarrojas para cero crossflow (columna de la izquierda) y mínimo crossflow (columna de la derecha) para el rango de trabajo de flujo 50-250 L/min.

### **Refrigeración mediante impacto de aire de dispositivos de alto flujo térmico**

*Comparación experimental de esquemas de crossflow de un sistema de impacto de chorro de aire y aplicación teórica a la mejora de la eficiencia fotovoltaica*

En estas imágenes, lo primero que se distingue claramente es la ubicación de los chorros que enfrían la placa mediante su impacto; se observan gradientes de temperatura concéntricos con respecto a la ubicación de cada tobera. No hay diferencias en la forma debido al efecto *crossflow*, por lo que a primera vista no es posible distinguir a qué placa de impacto pertenece cada imagen.

En cuanto a los niveles de temperatura de cada caso, se puede apreciar para todo el rango de flujos estudiados, cómo la placa de impacto de mínimo *crossflow* obtiene valores más bajos en los centros de los chorros.

Comparando cada nivel de flujo, se puede apreciar como las temperaturas en los laterales de la placa de impacto son mayores en el caso de cero *crossflow*, alcanzando en todos los casos la temperatura máxima. Este efecto está relacionado con la salida del aire de la zona de intercambio de calor. Mientras que en el caso de mínimo *crossflow*, la salida de aire se sitúa en los extremos de la placa, en el caso de mínimo *crossflow* se sitúa en cuatro orificios dentro de la placa, dejando una zona con menor refrigeración.

El enfriamiento de la placa de impacto y el descenso de las temperaturas son consecuencia de la transferencia de calor que se produce en el impacto de los chorros de aire. Una forma de evaluar esa transferencia de calor es a través del número de Nusselt, que indica la eficiencia de un sistema de refrigeración por convección. Este número adimensional, Ecuación 27, mide el aumento de la transferencia de calor en la superficie sobre la que circula un fluido en comparación con la transferencia que se produciría sólo por conducción. Los términos de esta ecuación definen el coeficiente de transferencia de calor  $h$ , una longitud característica del sistema  $L_C$  y la conductividad térmica del fluido  $k$ .

$$Nu = \frac{hL_C}{k} \quad (35)$$

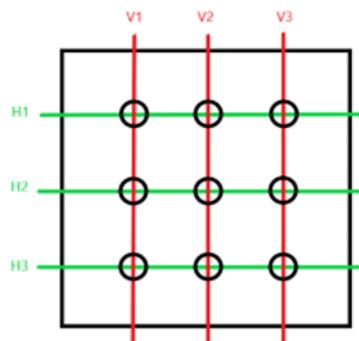
Para este caso, la longitud característica del sistema se define mediante la siguiente relación que implica su longitud  $L$  y su anchura  $W$ . Esto amplía el rango de aplicación del modelo matemático presentado en el apartado 2.2, permitiendo el uso de celdas o paneles con diferentes relaciones de aspecto y en diferentes posiciones.

### **Refrigeración mediante impacto de aire de dispositivos de alto flujo térmico**

*Comparación experimental de esquemas de crossflow de un sistema de impacto de chorro de aire y aplicación teórica a la mejora de la eficiencia fotovoltaica*

$$L_c = \frac{LW}{2L + 2W} \quad (36)$$

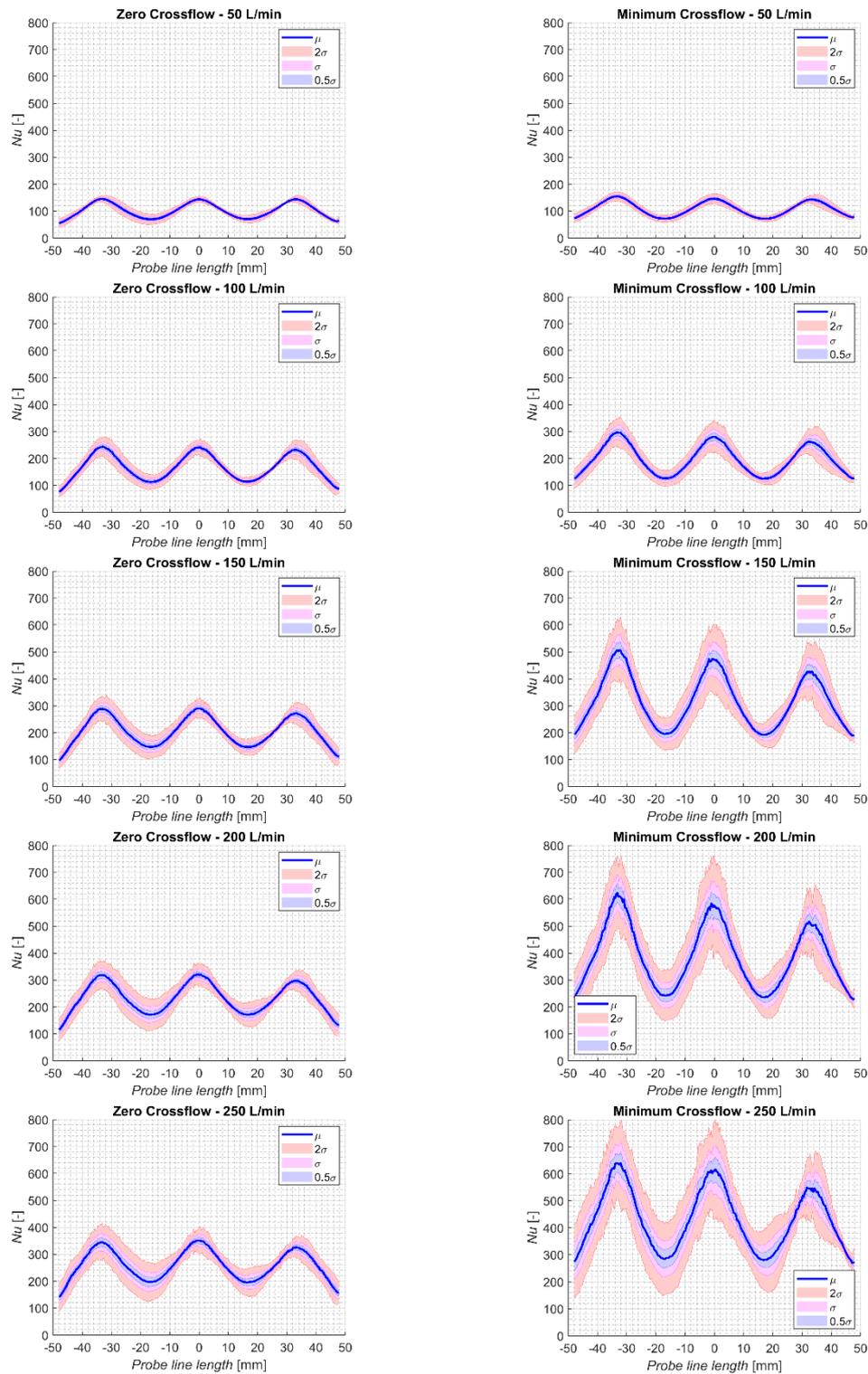
Para comparar cuantitativamente la distribución del número Nusselt a lo largo de la placa objetivo, se utilizan seis líneas de medición. Tres de estas líneas son verticales y tres horizontales, como se indica en la Figura 36, abarcando la placa al completo y atravesando todos los centros de las toberas.



**Figura 36** Líneas de medición de la distribución de Nusselt. Líneas verticales en rojo de V1 a V3 y líneas horizontales en verde de H1 a H3.

Los siguientes gráficos, Figura 37, representan las líneas de medición en la superficie de la placa objetivo para cada uno de los casos ensayados. Debido a que el número de curvas es elevado y para facilitar la comprensión, se han generado gráficos que muestran la media de estas líneas  $\mu$  junto con su desviación estándar  $\sigma$ .

**Refrigeración mediante impacto de aire de dispositivos de alto flujo térmico**  
 Comparación experimental de esquemas de crossflow de un sistema de impacto de chorro de aire y aplicación teórica a la mejora de la eficiencia fotovoltaica



**Figura 37** Perfiles promediados del número Nusselt a lo largo de las líneas de la medición para cero crossflow (columna izquierda) y mínimo crossflow (columna derecha) para el rango de caudales de ensayo de 50-250 L/min.

Los gráficos de la Figura 37 muestran que el número Nusselt es mayor en el caso de mínimo *crossflow* en todos los caudales investigados, como era de esperar debido a las menores temperaturas obtenidas por la cámara termográfica. Esto se puede observar

### ***Refrigeración mediante impacto de aire de dispositivos de alto flujo térmico***

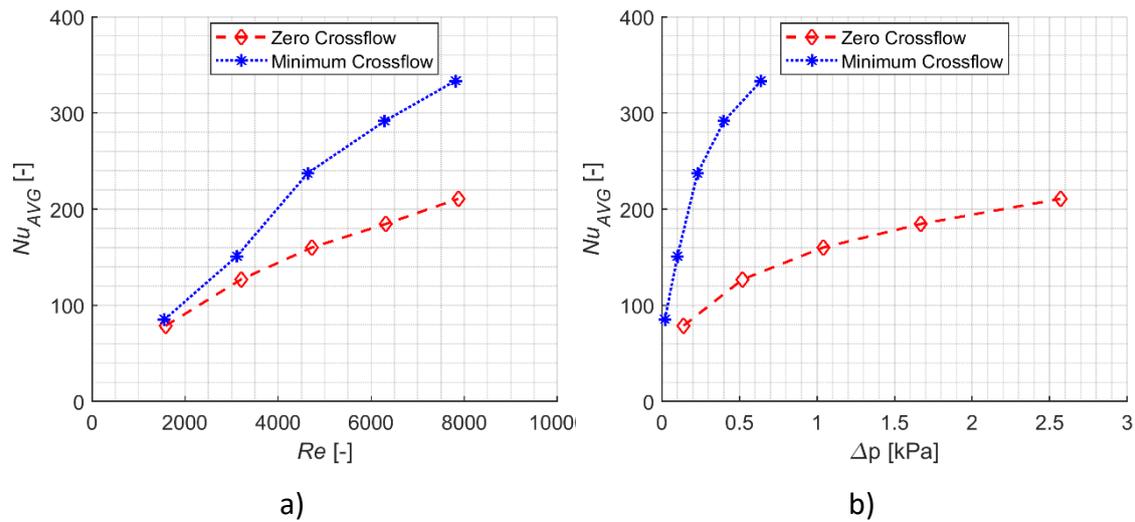
*Comparación experimental de esquemas de crossflow de un sistema de impacto de chorro de aire y aplicación teórica a la mejora de la eficiencia fotovoltaica*

comparando los valores máximos, localizados en los centros de las toberas para el mismo caudal. También se puede observar como la desviación estándar es mayor en el caso de mínimo *crossflow*, por lo que se puede decir que la uniformidad en el enfriamiento es mayor en el caso de cero *crossflow*. Las curvas de Número Nusselt obtenidas a bajos caudales alcanzan valores muy similares para ambas configuraciones. Sin embargo, a medida que aumenta el caudal circulante, las diferencias se acentúan comparando los perfiles del mismo caudal. Se distinguen con mayor claridad los picos de transferencia de calor, los cuales coinciden con las ubicaciones de las toberas. Los valores mínimos de cada línea de medición, situados en el límite del área de influencia de cada chorro, no varían mucho.

La Figura 38 compara el número Nusselt medio de cada caso ensayado con a) el número de Reynolds y b) la caída de presión en cada flujo. Al comparar el número Nusselt con el número de Reynolds se observa que, para ambas configuraciones de flujo cruzado, los valores obtenidos son crecientes en todo el rango de Reynolds estudiado. Los valores son mayores en todo el rango para el caso de mínimo *crossflow*. La diferencia entre ambos casos se hace significativa a partir del tercer caudal estudiado. Para los dos primeros casos, el número Nusselt del mínimo *crossflow* es 1.1-1.2 veces superior al del cero *crossflow*. Sin embargo, a partir de ahí, esta diferencia aumenta hasta alcanzar valores entre 1.5 y 1.6 veces superiores. Esta diferencia se debe a un aumento de la pendiente de la curva del caso de mínimo *crossflow*. El gráfico es, para ambos casos, monótonamente creciente. Esto indica que, para el rango estudiado, no existe ningún fenómeno fluidodinámico que genere máximos o mínimos locales en la transferencia de calor. Al comparar el número de Nusselt obtenido con la pérdida de carga provocada en el sistema hidráulico, se observa que ambas curvas tienen una mayor pendiente en los casos ensayados con menor caudal, reduciéndose ésta a medida que aumenta el caudal. Se puede concluir que los casos de mínimo *crossflow* alcanzan mayores tasas de transferencia de calor que los casos de cero *crossflow* con menores caídas de presión en todo el rango estudiado.

### Refrigeración mediante impacto de aire de dispositivos de alto flujo térmico

Comparación experimental de esquemas de crossflow de un sistema de impacto de chorro de aire y aplicación teórica a la mejora de la eficiencia fotovoltaica



**Figura 38** Valores del número de Nusselt respecto a a) el número de Reynolds y b) la caída de presión a través de las placas de impacto de ambos esquemas de crossflow.

#### 4.3.3 Efecto de la refrigeración en la eficiencia de una célula fotovoltaica

Una vez determinados los valores de transferencia de calor de las placas de impacto seleccionadas para un rango de caudal de funcionamiento entre 50 y 250 L/min, se evalúa el efecto de la utilización de un sistema de refrigeración de este tipo sobre la eficiencia de una célula fotovoltaica. La combinación de estos datos con el algoritmo adaptado a este caso descrito en el apartado 2 permite comparar ambos sistemas desde el punto de vista de la captación de energía y de la eficiencia global de un sistema combinado.

Las siguientes tablas contienen los resultados numéricos de la combinación del modelo de predicción de la captación solar y la transferencia de calor por impacto de aire obtenida experimentalmente. Los resultados de estas tablas comparan la potencia de un panel fotovoltaico en las condiciones simuladas indicadas en el apartado 2.2 con la potencia de un panel refrigerado por impacto de aire. Para conseguir este aumento de la potencia eléctrica generada  $\Delta P_{EL}$ , se requiere bombear aire a través de la placa de impingement, lo que tiene un coste energético asociado. La potencia absorbida  $P_{INP}$  necesaria para suministrar aire a una presión y un caudal determinados viene determinada por la Ecuación 6. Es el resultado de la potencia hidráulica aportada por las soplantes centrífugas y su rendimiento  $\eta_B$ , que toma un valor típico del 60% en el punto óptimo de funcionamiento.

### Refrigeración mediante impacto de aire de dispositivos de alto flujo térmico

Comparación experimental de esquemas de *crossflow* de un sistema de impacto de chorro de aire y aplicación teórica a la mejora de la eficiencia fotovoltaica

$$P_{INP} = \frac{\Delta p Q}{\eta_B} \quad (37)$$

La Tabla 7 muestra el balance de potencia de para la célula fotovoltaica refrigerada por cero *crossflow* y su comparación con el caso base (convección natural), mientras que La Tabla 8 muestra el balance de potencia de para la célula fotovoltaica refrigerada por mínimo *crossflow* y su comparación con el caso base (convección natural). La variación de la potencia total  $\Delta P_{NET}$  y porcentual  $\Delta P$  de los sistemas refrigerados se compara con una célula refrigerada por convección natural y sin aporte de potencia.

**Tabla 7** Gráfico de balance de potencia de la célula fotovoltaica refrigerada por cero *crossflow* y comparación con el caso base (convección natural).

<i>Re</i>	$\Delta P_{EL}$ [W]	$P_{INP}$ (EST) [W]	$\Delta P_{NET}$ [W]	% $\Delta P$ [-]
1587	0.117	0.198	-0.081	-5.87%
3205	0.130	1.488	-1.358	-97.90%
4729	0.134	4.391	-4.257	-306.85%
6316	0.137	9.417	-9.280	-668.97%
7872	0.139	18.061	-17.922	-1291.98%

**Tabla 8** Gráfico de balance de potencia de la célula fotovoltaica refrigerada por mínimo *crossflow* y comparación con el caso base (convección natural).

<i>Re</i>	$\Delta P_{EL}$ [W]	$P_{INP}$ (EST) [W]	$\Delta P_{NET}$ [W]	% $\Delta P$ [-]
1556	0.119	0.028	0.092	+6.60%
3111	0.133	0.278	-0.144	-10.41%
4636	0.141	0.952	-0.811	-58.48%
6285	0.143	2.244	-2.101	-151.47%
7809	0.145	4.462	-4.318	-311.24%

La variación de la potencia generada aumenta a medida que se incrementa el flujo de aire y el *Re* y se reduce la temperatura de la célula para ambos casos. La diferencia de los esquemas de *crossflow* es entre un 1.7% y un 4.3% mayor para el caso de mínimo *crossflow*. Sin embargo, la potencia requerida para bombear aire y reducir la temperatura de la célula es de 3 a 6 veces mayor en el caso de cero *crossflow*. Este

### **Refrigeración mediante impacto de aire de dispositivos de alto flujo térmico**

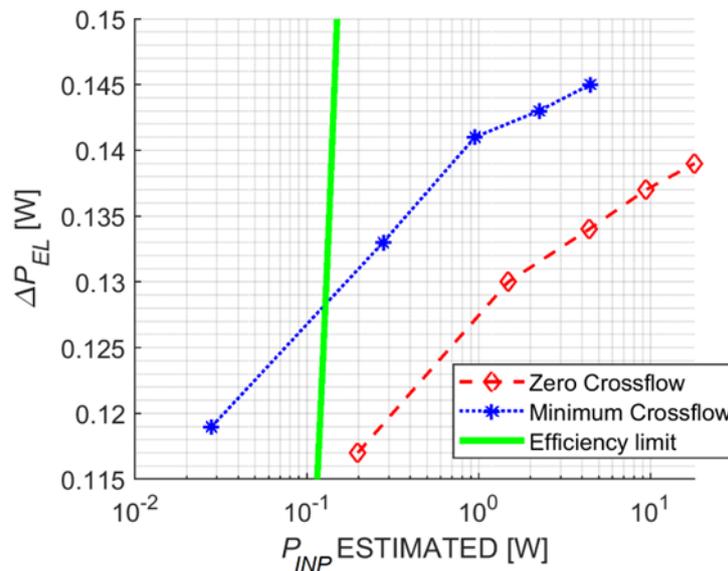
*Comparación experimental de esquemas de crossflow de un sistema de impacto de chorro de aire y aplicación teórica a la mejora de la eficiencia fotovoltaica*

desequilibrio en la potencia convertida y la de entrada hace que sólo uno de los puntos probados de ambos casos alcance una variación de potencia neta positiva  $\Delta P_{NET}$ . Este incremento es de 0.092 W para el panel fotovoltaico ensayado en las condiciones estudiadas, lo que supone una mejora del 6.60% respecto a la potencia del caso de convección natural.

La Figura 39 muestra el incremento de energía eléctrica debido a la refrigeración en comparación con la potencia necesaria para obtener este descenso de temperatura por impulsión de aire. La curva del límite de eficiencia, en color verde, muestra el límite en el que la potencia necesaria para bombear aire para la refrigeración es igual al aumento de la potencia generada. Si un valor se sitúa a la derecha de la curva verde, significa que la potencia requerida para bombear aire es mayor que el incremento de la potencia generada, dando una menor potencia neta. Por el contrario, si un valor se sitúa a la izquierda del límite de eficiencia, ocurre lo contrario, lo que significa que la potencia neta de salida es mayor que en el caso de la convección natural. Si se observan las curvas de cada configuración de *crossflow*, se puede observar que el mínimo *crossflow* es el único que muestra un punto a la izquierda de la curva del límite de eficiencia. Así, el valor que queda en esa región es el único entre las combinaciones estudiadas de configuraciones de flujo y *crossflow* que haría que el sistema aumentara su eficiencia global. En ese punto, la energía obtenida por la refrigeración de la célula será superior a la utilizada para dicha refrigeración, con un incremento neto de la potencia generada del 6.60%. La configuración de cero *crossflow* no tiene ningún valor que permita un aumento neto de la potencia recogida.

## Refrigeración mediante impacto de aire de dispositivos de alto flujo térmico

Comparación experimental de esquemas de crossflow de un sistema de impacto de chorro de aire y aplicación teórica a la mejora de la eficiencia fotovoltaica



**Figura 39** Variación de la potencia eléctrica generada respecto a la potencia de bombeo aplicada y al límite de eficiencia.

### 4.4 Discusión de resultados

Desde el punto de vista hidráulico, la respuesta de las dos placas de impacto ensayadas ha sido la esperada, obteniéndose mayores caídas de presión en el caso de cero *crossflow* debido al doble paso del fluido por la placa.

En cuanto al valor del coeficiente de descarga, se ha obtenido un valor superior al esperado, habiendo diseñado la placa de mínimo *crossflow* con el mismo valor  $e/D$  que el utilizado por Royne [105]. Esta variación en el  $C_d$  puede deberse a los siguientes factores. En primer lugar, el fluido utilizado en ese caso es agua, por lo que la viscosidad puede ser un parámetro determinante en la dinámica del fluido a su paso por el agujero. En segundo lugar, en el conjunto utilizado en el estudio mencionado, sólo se utilizan cuatro toberas, por lo que el *crossflow* existente puede estar afectando a los chorros. Por último, puede deberse a una pequeña diferencia en la distancia tobera-placa  $z/D$ , de 3.57 para ese estudio, sin embargo, la diferencia parece ser pequeña para tener efectos tan relevantes.

En cuanto a la distribución de temperaturas de la Figura 35, no hay elementos distintivos en los mapas térmicos que indiquen la correspondencia a uno u otro esquema de *crossflow*. La razón de esto puede ser que el conjunto de toberas elegido en este estudio, nueve toberas, tiene muy pocas toberas para que los efectos del *crossflow* sean

### ***Refrigeración mediante impacto de aire de dispositivos de alto flujo térmico***

*Comparación experimental de esquemas de crossflow de un sistema de impacto de chorro de aire y aplicación teórica a la mejora de la eficiencia fotovoltaica*

apreciables, especialmente en los extremos de la placa objetivo. Lo único destacable es que, en los extremos de la placa de cero *crossflow*, se aprecian valores de temperatura más elevados. La explicación de esta observación puede ser que estas zonas, situadas lejos de las toberas de salida del aire, son propensas a encontrar bajas velocidades de fluido y zonas de recirculación que no promueven una transferencia de calor eficiente. Esto parece indicar que las ventajas de uniformidad que se atribuyen a una placa de cero *crossflow* no se reflejan en las agrupaciones con un bajo número de toberas.

En cuanto a la transferencia de calor que tiene lugar, es destacable que, para los primeros caudales ensayados, 50 L/min y 100 L/min, las diferencias apreciables tanto en los perfiles Nusselt, Figura 37, como en la media, Figura 38a, no son elevadas. Sin embargo, a partir de este valor, las diferencias en la transferencia de calor se acentúan entre 100 L/min y 150 L/min, recuperando una tendencia proporcional a partir de este valor. La explicación de este fenómeno puede estar relacionada con la evacuación del aire caliente. A bajos caudales, las regiones de fuente que se encuentran en el lugar del punto de interacción de los cuatro chorros de entrada no son tan fuertes como para bloquear la evacuación del aire caliente procedente de las zonas exteriores. Estas regiones de fuente están situadas justo debajo de las toberas de salida y, a medida que aumenta el caudal, pueden bloquear las toberas de salida, lo que provoca la recirculación del aire caliente en el perímetro de la placa.

Por último, en lo que respecta al efecto sobre la eficiencia de generación de una célula fotovoltaica, el uso del impacto de chorro de aire es capaz de reducir eficazmente la temperatura de la célula según el modelo 1D utilizado al que se han aplicado los coeficientes de transferencia de calor obtenidos experimentalmente. El aumento de la potencia generada, teniendo en cuenta la potencia necesaria para bombear el aire y crear los chorros de refrigeración, alcanza un aumento máximo del 6.60 % para el mejor caso. Para un módulo típico de 300 W de potencia máxima, suponiendo una linealidad en la demanda de bombeo para esa zona, se podría producir una potencia extra de 18 W. Las estimaciones de la potencia eléctrica necesaria para refrigerar la célula dan como resultado que sólo uno de los casos evaluados puede aumentar la eficiencia global del sistema utilizando el impacto de aire. Este caso es el de menor flujo para el caso de mínimo *crossflow*. En el caso de menor flujo y *crossflow* cero, la potencia consumida por

### ***Refrigeración mediante impacto de aire de dispositivos de alto flujo térmico***

*Comparación experimental de esquemas de crossflow de un sistema de impacto de chorro de aire y aplicación teórica a la mejora de la eficiencia fotovoltaica*

el sistema es muy cercana a la necesaria para producir un aumento de la potencia neta generada.

Teniendo en cuenta los resultados, parece necesario el estudio de caudales bajos para encontrar la máxima eficiencia que se puede alcanzar con el diseño de impacto de mínimo *crossflow* ensayado, así como la posibilidad de que el diseño de cero *crossflow* pueda proporcionar valores positivos de variación en la eficiencia global. La eficiencia del sistema también podría mejorarse utilizando algoritmos de optimización de placas de impacto de chorro de aire como el desarrollado en el anterior capítulo [145]. Este algoritmo multiobjetivo puede determinar el número de tobera óptimo, el diámetro y otros parámetros de interés, en función de los requisitos. Para este caso, la optimización debe minimizar la temperatura de la celda al tiempo que se minimiza la potencia de bombeo requerida.

## **4.5 Conclusiones**

En este trabajo se han evaluado dos placas de impacto de chorro de aire diferentes con el fin de determinar si se puede mejorar la eficiencia de generación neta de una célula fotovoltaica reduciendo su temperatura de funcionamiento.

El esquema de cero *crossflow* ha demostrado que requiere una potencia de bombeo eléctrico de 3 a 6 veces mayor que el esquema de mínimo *crossflow* según los resultados experimentales para proporcionar el mismo caudal.

Las ventajas teóricas de una mayor uniformidad en cero *crossflow* no son evidentes en este caso, probablemente debido al pequeño tamaño de la placa objetivo y al bajo número de toberas. Los valores máximos de temperatura se sitúan en el perímetro para esta disposición. Sin embargo, no se pueden ignorar los efectos del *crossflow*, ya que aumenta drásticamente la transferencia de calor en el caso del mínimo *crossflow* a partir de la mitad del rango de flujo ensayado. Para estos casos, la variación entre los picos del número de Nusselt con el mismo caudal es alrededor de 1.9 veces mayor.

Para mejorar la comprensión de la aplicabilidad del impacto del chorro de aire en la refrigeración de instalaciones solares reales, deberían ensayarse conjuntos de mayor tamaño y número de toberas. De este modo también se comprobaría si las ventajas de

### ***Refrigeración mediante impacto de aire de dispositivos de alto flujo térmico***

*Comparación experimental de esquemas de crossflow de un sistema de impacto de chorro de aire y aplicación teórica a la mejora de la eficiencia fotovoltaica*

la uniformidad en el caso de cero *crossflow* podrían conducir a una mayor eficiencia en algún punto de funcionamiento en comparación con el caso de mínimo *crossflow*. La reducción del área perimetral afectada por la recirculación podría superar la mayor necesidad de bombeo con la esperada mayor uniformidad.

Como conclusión, puede decirse que el análisis teórico de la refrigeración en una célula fotovoltaica muestra que es posible aumentar la eficiencia neta de generación, así como la potencia producida hasta un 6.60%. Este aumento de la potencia generada puede hacer más rentables las inversiones en energía fotovoltaica. Además, puede reducir el impacto medioambiental de estas instalaciones al requerir menos módulos para alcanzar la misma potencia y ayudar a prolongar su vida útil.

Este estudio se ha realizado en un rango en el que sólo un punto ha resultado exitoso para aumentar la captación. Para futuros casos sería conveniente adaptar el rango de caudales haciendo un estudio previo de la zona que más pueda interesar, evaluando diseños propuestos por los algoritmos de optimización que ponderen pérdida de carga y potencial de transferencia de calor.

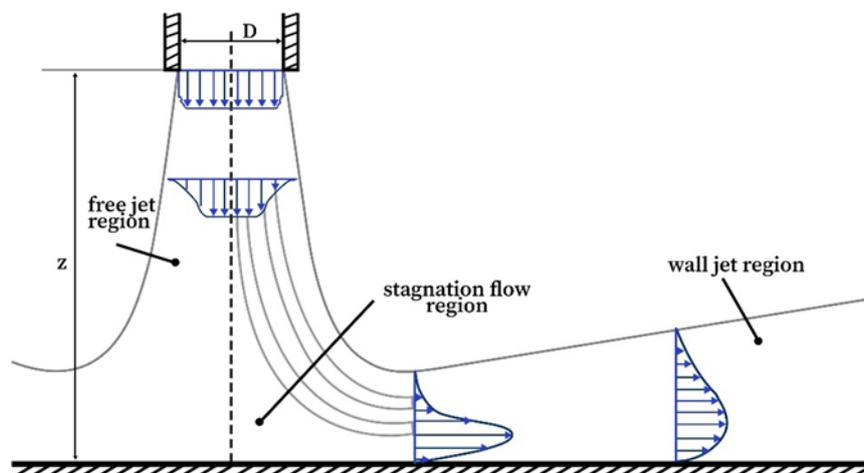


## Capítulo 5 Modelado Experimental y Numérico de un Sistema de Impacto de Chorro de Aire

### 5.1 Introducción

La geometría, el flujo y las características de transferencia de calor de los chorros de impacto simples y múltiples han sido revisados en profundidad por Martin [21], Livingood y Hrycak [146], Jambunathan *et al.* [147] y Weigand y Spring [4].

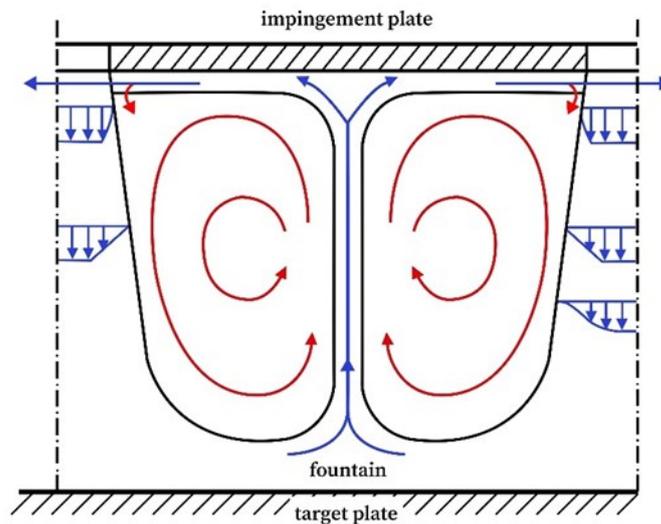
La capacidad de transferencia de calor de los chorros que inciden está estrechamente relacionada con los efectos fluidodinámicos que ocasiona el flujo en las proximidades de la superficie de intercambio. A su vez, este intercambio de energía induce modificaciones en la estructura de fluido, capa límite térmica y puntos de transición laminar-turbulento. En los sistemas de chorro simple, el flujo se divide en tres regiones principales (como se muestra en la Figura 40): la región de chorro libre, la región de estancamiento del flujo y la región de chorro superficial.



**Figura 40** Regiones del flujo de un chorro único (adaptado de [4])

Generalmente, se utiliza un chorro de impacto único cuando el objetivo a secar, enfriar o calentar es un punto localizado, y un impacto múltiple de chorros cuando el objetivo es una superficie. En los sistemas de múltiples chorros, además de las regiones de flujo que aparecen en los sistemas de chorro único, se producen nuevas regiones de flujo. Las principales interacciones entre chorros se producen cuando los chorros se combinan antes de alcanzar la superficie del objetivo y cuando los flujos de chorros adyacentes colisionan en la placa objetivo, creando una región de flujo de estancamiento secundaria y desarrollando regiones fuente entre chorros adyacentes (como se muestra en la Figura

41). Los efectos de estas interacciones dependen de las características geométricas del sistema, especialmente de la separación entre toberas, la distancia a la placa y la salida de aire gastado, lo que ha sido ampliamente estudiado por Xing *et al.* [47] y Chen *et al.* [6].



**Figura 41** Colisión entre flujos de chorro adyacentes en la placa objetivo (adaptado de [148]).

La investigación fundamental en este campo continúa para comprender mejor los mecanismos de transferencia de calor y su relación con el movimiento de los fluidos. Asimismo, la mejora de estos sistemas está cobrando importancia. Por un lado, se están realizando modificaciones en la tobera o en la superficie de impacto para aumentar la transferencia de calor, como la adición de pilares para evitar las interacciones entre chorros [53] o la incorporación de insertos cilíndricos en la salida de la tobera [149]. Por otro lado, se está llevando a cabo la optimización de la disposición de la tobera y del número de toberas con el mismo fin, [71], [145], en ambos casos utilizando técnicas avanzadas como la genética multiobjetivo o algoritmos PSO. Esto, sumado a las complejas estructuras físicas que aparecen en los sistemas de impacto de chorros, hace que la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) sea una herramienta muy útil para el análisis y optimización de estos sistemas. La simulación de sistemas de impacto en régimen turbulento, los más comunes en entornos industriales, requiere el uso de técnicas de modelización y modelos de turbulencia adecuados a cada aplicación. A medida que han aparecido, se han sometido a prueba en diferentes casos de impacto de chorro.

Los modelos RANS (Reynolds-Averaged Navier Stokes) son los más populares para el análisis del flujo en la superficie de impacto debido a su bajo coste computacional. Heyerichs y Pollard [51] estudiaron diferentes variaciones de los modelos k- $\epsilon$  y k- $\omega$  con impacto de chorros turbulentos que presentaban separación de flujo, y Craft *et al.* [52] compararon cuatro modelos diferentes de k- $\epsilon$  y RSM (Reynolds Stress Model) en un solo chorro. Ambos estudios arrojaron resultados una correlación poco satisfactoria. Yildizeli y Cadirci [53] cuantificaron en hasta 6 veces el error del modelo k- $\epsilon$  para ubicar correctamente la zona de estancamiento, el espesor de la capa límite y la región del chorro superficial. Sin embargo, Svensson *et al.* [54] compararon varios modelos k- $\epsilon$  con distintas modelizaciones de la capa límite y el *Reynolds Stress Model* y las mediciones PIV y no encontraron ninguna diferencia significativa. Esto sugiere que las condiciones de cada caso determinan la robustez de cada enfoque. En la investigación realizada por Khayrullina *et al.* [55] se estudiaron las regiones de interés mostradas en la Figura 40 mediante mediciones PIV 2D de un chorro simétrico. Estas regiones se compararon con las obtenidas experimentalmente con cálculos RANS evaluando hasta 5 modelos de turbulencia diferentes. La investigación concluye que los modelos RANS son adecuados para las características generales del chorro, como la tasa de expansión y la tasa de decaimiento, así como para estimar la región del núcleo potencial. Sin embargo, estos modelos no son adecuados para la predicción de efectos transitorios como oscilaciones del chorro y el desarrollo y advección de estructuras verticales. Thielen *et al.* [150] utilizaron los modelos k- $\epsilon$  y el modelo  $v^2f$  desarrollado por Durbin [151] en un sistema de impacto de chorro formado por toberas agrupadas formando un cuadrado de 3 x 3. Sagot *et al.* [152] analizaron la transferencia de calor de un chorro redondo que impacta en una placa circular para diferentes Re y  $z/D$  utilizando el modelo de turbulencia SST de Menter (Shear Stress Transport) [57].

Zuckerman y Lior [56] revisaron la literatura sobre estudios numéricos de sistemas de impacto de chorro utilizando modelos de simulación RANS. Concluyeron que los modelos  $v^2f$  y SST son más capaces de predecir las propiedades del fluido en el impacto de los chorros, y ambos modelos proporcionan una muy buena relación entre el tiempo de simulación y la precisión. Entre estos dos modelos, el  $v^2f$  es más preciso que el SST, pero el SST tiene un menor coste computacional. El efecto de las modificaciones del modelo, como el limitador Kato-Launder, ha sido investigado por Wienand *et al.* [58].

Los resultados muestran una mejor predicción de la transferencia de calor, especialmente en los picos de Nusselt secundarios, para los casos con una ratio de distancia de la tobera a la placa inferior a 6. La influencia del limitador en la predicción de la velocidad es baja.

Para capturar las inestabilidades del flujo, algunos autores utilizaron modelos URANS (Unsteady RANS). Le Song y Prud'homme [153] utilizaron un modelo URANS para predecir las estructuras coherentes de un único chorro de impacto. Muñoz-Esparza *et al.* [59] estudiaron el impacto de chorro en superficies líquidas deformables mediante URANS, y Yang [60] comparó los modelos RANS y URANS en parejas de chorros en condiciones de *crossflow*, mostrando una mejor correlación entre la simulación URANS y los datos experimentales en términos de esfuerzo cortante superficial.

La técnica LES (*Large Eddy Simulation*) es una herramienta muy popular para la simulación de flujos turbulentos por su capacidad de resolución de las escalas de turbulencia más relevantes, si bien su coste computacional es sustancialmente mayor que el de las simulaciones RANS. Hay muchos estudios en los que se utilizan modelos LES para sistemas de impacto de chorro. La mayoría de ellos [63], [64], [154] utilizan el modelo SGS (*subgrid-scale*) de Smagorinsky [61], y sólo unos pocos utilizan el modelo SGS WALE (*Wall-Adaptative Local Eddy-viscosity*) [62]. Ducros *et al.* [65] utilizaron el modelo WALE en geometrías complejas, mostrando mejores predicciones de las características de la turbulencia y del esfuerzo cortante superficial en comparación con los resultados anteriores del LES. Draxler *et al.* [66] estudiaron 13 chorros de aire en configuración hexagonal utilizando el modelo WALE, y Shukla y Dewan [155] analizaron las características de flujo y térmicas de un chorro formado en una ranura a bajas distancias entre la tobera y placa objetivo utilizando el modelo WALE. En ambos estudios se obtuvieron predicciones precisas con respecto a los datos experimentales.

Los modelos híbridos RANS/LES son una buena alternativa para reducir el coste computacional de las simulaciones LES. La técnica DES (*Detached Eddy Simulation*) es un híbrido RANS/LES que combina los modelos URANS y LES, aplicándose en la capa límite y en la región exterior, respectivamente. Kubacki y Dick [69] compararon diferentes modelos híbridos RANS/LES, incluyendo la técnica DES, en chorros redondos que impactan a una alta distancia entre la tobera y la placa.

Dewan *et al.* [70] examinaron la literatura relacionada con estudios numéricos de impacto de chorros. No pudieron evaluar la precisión de la técnica LES, pero encontraron un mejor comportamiento en los modelos híbridos RANS/LES en comparación con los modelos RANS.

Para validar los resultados obtenidos por CFD, es necesario compararlos con los resultados experimentales. Dependiendo de lo que se desee analizar, se pueden utilizar técnicas PIV (*Particle Image Velocimetry*) para el campo de fluidos, ver Ichikawa *et al.* [23] o TLCs (*Thermochromic Liquid Crystals*) para la transferencia de calor, Chen *et al.* [6]. A diferencia de otros métodos más invasivos, como las sondas de presión o de velocidad, tienen la ventaja de causar pocas perturbaciones en el sistema estudiado. Otra técnica poco invasiva para determinar el flujo alrededor de un objeto es la técnica de visualización del flujo superficial. Lu [156] y Maltby y Keating [157] revisaron exhaustivamente la teoría, las técnicas y las mezclas para la visualización del flujo superficial, centrándose principalmente en experimentos en túneles de viento. Carcasci [41] estudió las interacciones entre el impacto de los chorros en la placa objetivo utilizando varias técnicas de visualización, incluyendo la visualización del flujo superficial. Una de las principales desventajas de este método, tal y como afirman Bernard *et al.* [22], es el tiempo variable de secado del fluido de visualización.

En el presente capítulo, se realizan simulaciones RANS, URANS, DES y LES de un sistema de impacto de chorro formado por un conjunto de toberas de 3 x 3 con una distancia  $z/D$  de la tobera a la placa igual a 3 y un número de Reynolds en torno a 8500 en condiciones de mínimo *crossflow*. También se han realizado ensayos experimentales en un sistema con las características mencionadas y se han deducido los patrones de movimiento de fluidos mediante técnicas de visualización del flujo superficial. Posteriormente, se realiza una comparación cualitativa de los efectos del fluido en la placa objetivo y las simulaciones CFD. Así pues, el objetivo es determinar qué estructuras de fluido pueden detectarse mediante la técnica de visualización de superficie y, a su vez, qué técnicas de simulación son capaces de reproducirlas y en qué medida.

## **5.2 Materiales y métodos**

Este trabajo consta de una parte experimental y otra numérica. En esta sección se especifican los dispositivos y las técnicas utilizadas en los experimentos para permitir su

reproducibilidad. Además, para la parte computacional, se detallan los modelos físicos, las geometrías y las condiciones de contorno, así como un estudio de dependencia de la malla.

### **5.2.1 Configuración experimental**

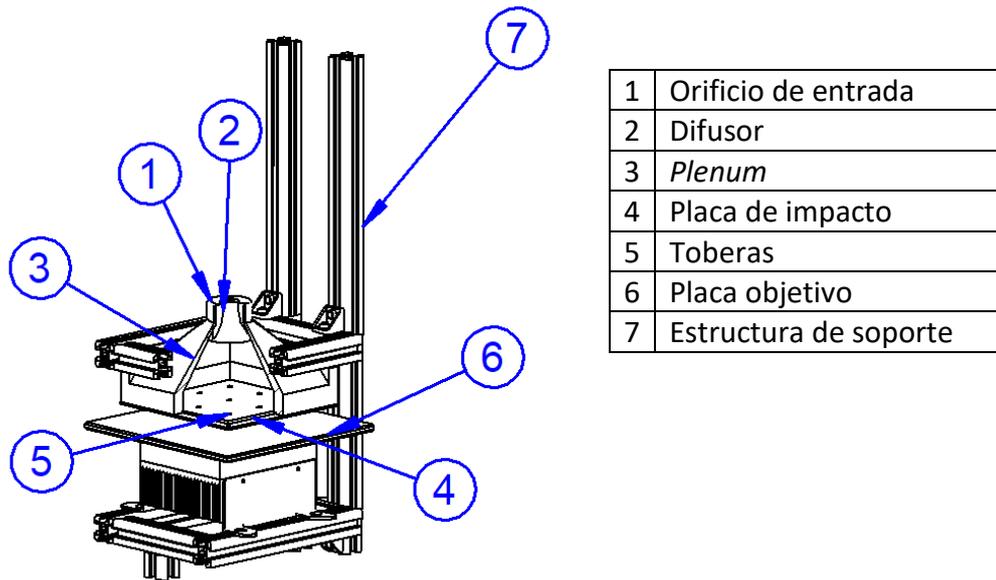
En este subapartado se describen, en primer lugar, los dispositivos físicos utilizados en la realización de los ensayos; desde los componentes físicos que forman el banco de pruebas hasta los equipos de medición y control asociados. Además, se detalla el proceso llevado a cabo para crear un fluido de visualización superficial adecuado para el impacto del chorro de aire. Por último, se describe el procedimiento de realización de los ensayos.

#### *5.2.1.1 Banco de ensayos*

La función principal del banco de ensayos diseñado para este estudio es posicionar con precisión todos los componentes del conjunto. La Figura 42 muestra una sección de las partes que conforman el sistema de impacto de chorro, con el *plenum*, la placa de impacto y la placa objetivo.

El aire se introduce por el orificio superior (1) del *plenum*. Un difusor (2) garantiza una distribución uniforme del aire y una salida uniforme a través de las toberas. La función del *plenum* (3) es estabilizar el aire para que pueda ser considerado como un tanque de aire presurizado y estático. Desde esta cámara, el aire fluye a través de las toberas de entrada (5), que forman la placa de impacto (4). Los chorros que se forman al salir de las toberas impactan con la placa objetivo (6). Esta pieza de vidrio se recubre con pintura de visualización de flujo antes de realizar las pruebas. A continuación, el aire sale del sistema lateralmente en paralelo a ambas placas. El número de toberas, la disposición, el grosor y la forma se muestran en la Tabla 9. La combinación del número de toberas y el área de ensayo utilizada ha sido validada previamente en el Capítulo 4 como un compromiso entre la detección de la interacción de los chorros adyacentes y la diferenciación de las características individuales de cada chorro [158]. Por lo tanto, se ha elegido una cuadrícula rectangular de 3 x 3 toberas para la placa de impacto de 100 mm x 100 mm, que corresponde a la longitud  $L$  y la anchura  $W$  de la superficie objetivo. El diámetro de la tobera  $D$  es de 5 mm y la distancia entre ellas,  $S / D$  está en el rango

utilizado previamente por otros [6], [53]. La distancia tobera-placa es igual a la óptima encontrada por Xing y otros [47]. También se especifica el espesor de la placa  $e / D$ .



**Figura 42** Banco de ensayos de impacto de chorro con placa de impacto de mínimo crossflow.

**Tabla 9** Parámetros geométricos de la placa de impacto.

Parámetro	Unidad	Valor
Esquema de <i>crossflow</i>	-	Mínimo <i>crossflow</i>
$D$	mm	5
Dimensión de la agrupación	-	3 x 3
$S/D$	-	6.66
$e/D$	-	0.71429
$z/D$	-	3
Bordes	-	Rectos

La placa de impacto es una pieza de vidrio tintado de 160 mm de lado. Este material se ha seleccionado por su excelente acabado superficial, que permite que el fluido de visualización avance con la mínima resistencia. El sobredimensionamiento de la placa objetivo en comparación con la placa de impacto se debe a lo siguiente. Gracias a la experiencia previa se ha observado que, debido a la tensión superficial, se producen acumulaciones de fluido de visualización en los bordes de la placa. Esto podría tener influencia en los patrones generados por los chorros. Con este tamaño de placa, los patrones de flujo resultantes en el área ocupada por la placa de impacto no están influenciados por los fenómenos de los bordes. La razón para utilizar un cristal tintado

es la de crear un contraste mayor con las trayectorias que deja el fluido de visualización superficial. Cuanto mayor sea el contraste, mejor será la diferenciación de las zonas de alto y bajo esfuerzo cortante superficial en la superficie.

#### *5.2.1.2 Visualización del flujo*

La visualización superficial del flujo es una técnica que permite apreciar los efectos de una corriente de fluido sobre una superficie. La selección adecuada de la mezcla que genera el fluido de visualización del flujo influye en la información que se puede extraer de los experimentos. Esta técnica ha originado una gran variedad de composiciones de mezcla según los experimentos realizados por diversos investigadores [157].

Los tres componentes principales de los fluidos de visualización superficial son un fluido base, partículas y, opcionalmente, un emulsionante. La función principal del fluido base es servir como medio de transporte para las partículas, que viajan suspendidas en su interior. Así, las partículas serán transportadas y depositadas en aquellas zonas por las que fluya la corriente de aire. El número de partículas acumuladas dependerá del esfuerzo cortante ejercido por la corriente sobre la superficie. Cuanto mayor sea la densidad de partículas, menor será el esfuerzo cortante en esa zona. En este proceso de acumulación también influye el secado del fluido de transporte. En ocasiones, para permitir que las partículas se dispersen adecuadamente en el fluido de transporte, es necesario añadir un emulsionante. Esto permite que las partículas se dispersen en la fase continua y se evita que se asienten.

Estos tres componentes deben mezclarse de forma que el fluido resultante tenga las siguientes características, que se consideran parámetros de evaluación: el fluido debe ser homogéneo; por lo tanto, las partículas deben dispersarse uniformemente sobre el fluido base; además, esta dispersión de las partículas debe ser estable en el tiempo, evitando que se asienten de forma anticipada; el fluido resultante también debe ser fácil de aplicar a la superficie. En cuanto a los requisitos de funcionamiento, debe dejar patrones que permitan identificar el movimiento superficial de la corriente de aire. Por último, el fluido debe tener un secado óptimo para evitar el movimiento de las partículas al finalizar el ensayo.

Tomando como referencia los criterios anteriores, se ha desarrollado un fluido de visualización superficial para captar de forma óptima los fenómenos que tienen lugar en

este experimento de impacto de chorro de aire. El punto de partida es una mezcla de la literatura consultada sobre ensayos en túnel de viento a baja velocidad [159] que utiliza queroseno, ácido oleico y dióxido de titanio como fluido base, emulsionante y partículas, respectivamente.

La mezcla se ha desarrollado variando la proporción en peso de los componentes según la siguiente tabla.

**Tabla 10** *Proporciones iniciales y finales de la mezcla en peso.*

<b>Mezcla</b>	<b>Proporción de fluido</b>	<b>Proporción de partículas</b>	<b>Proporción de emulsionante</b>
Inicial	6	1	1
Final	16	2	1

En cada iteración hasta llegar a la mezcla final, se han evaluado todos los parámetros descritos anteriormente en una escala subjetiva con calificaciones: malo, regular y bueno. El fluido final ha obtenido la calificación de bueno para todos los apartados excepto la estabilidad en el tiempo, para la que ha obtenido la calificación de regular, ya que a los 2 minutos presenta signos de asentamiento en el recipiente de mezcla.

El proceso de fabricación del fluido consta de las siguientes etapas, perfeccionadas a lo largo del proceso de investigación. La proporción de masa indicada de partículas y emulsionante se añade en un vaso mezclador sobre una balanza. A continuación, se realiza la mezcla manual con un pincel hasta obtener una pasta homogénea. En otro recipiente, se pesa la cantidad adecuada de queroseno y se integra lentamente en el vaso mezclador donde están los demás componentes mientras se continúa mezclando manualmente. Para emulsionar los componentes, se introduce un elemento mezclador en el vaso y se hace girar a 10.000 rpm durante un minuto. Debido a la mencionada tendencia a la sedimentación, este último paso debe llevarse a cabo antes de realizar una nueva prueba.

### *5.2.1.3 Procedimiento de ensayo*

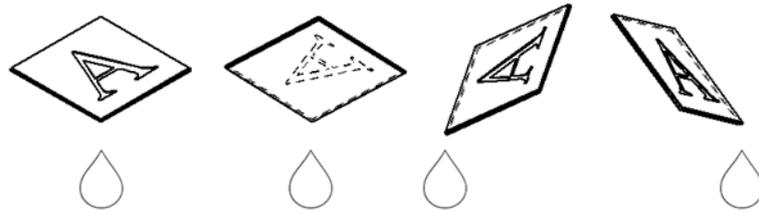
En este apartado se combinan los elementos descritos en el apartado 5.2.1.1 y el fluido desarrollado en el apartado 5.2.1.2 . A continuación, se describen los pasos seguidos para realizar las pruebas experimentales.

Como punto de partida, se realiza una nivelación respecto al plano horizontal de la superficie sobre la que se coloca la placa objetivo y la estructura de perfiles que soporta el *plenum*, el difusor y la placa de impacto. A continuación, se coloca la placa objetivo en su lugar con la ayuda de guías para garantizar su alineación con el conjunto de toberas. Tras el posicionamiento, se utilizan tres bloques calibrados, en este caso de un valor de 15 mm (tres veces el diámetro de las toberas), para determinar la separación entre la placa objetivo y la placa de impacto. De este modo se nivelan los componentes de la prueba.

En cuanto a la regulación del caudal, ésta debe realizarse antes de los ensayos. Para ello, se utiliza la salida de un suministro de aire comprimido. El caudal de gas se acciona de forma prácticamente instantánea y manual mediante una válvula de bola. A continuación, atraviesa una válvula de asiento reguladora de gas y luego a un caudalímetro SMC PFMB7501, con un rango de trabajo de 5 a 500 L/min. En este caso, el caudal se regula a 275 L/min.

La temperatura del aire se controla mediante un termopar de tipo T situado en el tubo de entrada del *plenum* y conectado a un termómetro Amprobe TMD-56.

Con los componentes alineados y el caudal ajustado, se aplica el fluido de visualización superficial a la placa objetivo. El fluido previamente emulsionado se vierte lentamente sobre la placa objetivo hasta cubrir toda la superficie. En este punto, hay un exceso de fluido de visualización. Para dejar sólo una fina capa, la placa se gira 45° alternativamente sobre sus diagonales, dejando caer el exceso de fluido. Este movimiento se realiza en forma de cruz hasta que no cae nada de líquido y se muestra en la Figura 43. Este proceso es necesario para evitar que se produzca una acumulación de fluido en las regiones fuente entre las toberas. Durante el proceso, es necesario evitar las acumulaciones de partículas suspendidas en el fluido. Este proceso da como resultado una placa objetivo cubierta de fluido como se muestra en la Figura 44.

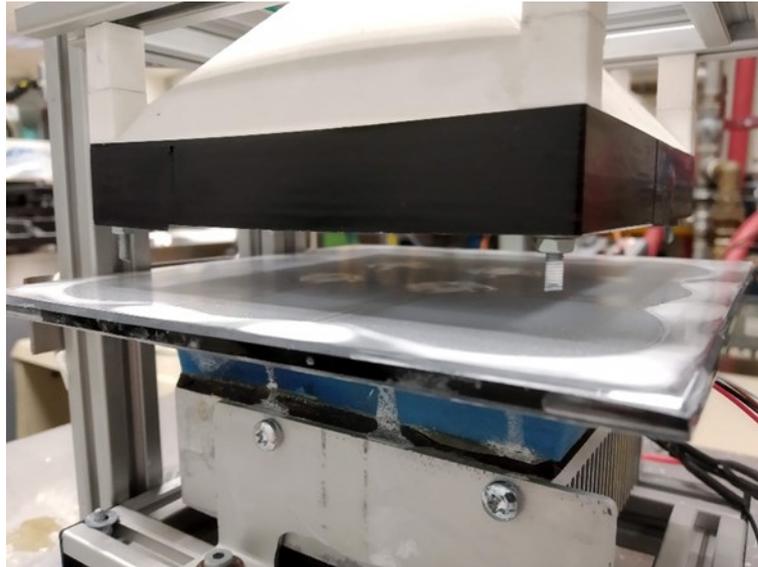


**Figura 43** Esquema de los movimientos realizados para eliminar el exceso de fluido de visualización superficial. Las gotas representan las zonas de goteo del fluido.



**Figura 44** Placa objetivo lista para ser colocada en el banco de pruebas con el fluido de visualización superficial en la parte superior, la que se enfrentará al impacto de los chorros.

Después de aplicar el líquido de visualización superficial a la placa objetivo, ésta se vuelve a colocar en el banco de pruebas. A continuación, se acciona la válvula de bola que regula el flujo de aire y se mantiene abierta durante la duración del ensayo. Este periodo está condicionado por el secado del fluido de visualización que queda atrapado en las regiones de la fuente que conectan los centros de las toberas en diagonal. El tiempo necesario para un secado adecuado del fluido es de 30 minutos. La mayor parte de los efectos observados se captan en los primeros segundos de la ejecución. La Figura 45 muestra un ensayo en curso.



**Figura 45** Ensayo fluido de visualización superficial de un sistema de impacto de chorro de aire sobre una placa.

Una vez finalizado el experimento, se obtienen imágenes de la placa con las marcas dejadas por el fluido de visualización superficial. Para ello, se coloca la placa sobre una superficie y sobre ella se coloca un soporte de cámara previamente nivelado. Posteriormente, con el fin de corregir los efectos de perspectiva existentes debido a un centrado imperfecto, se realiza un postproceso de la imagen, ajustando la misma para que los cuatro lados de la placa tengan el mismo tamaño y sean perpendiculares entre sí.

## **5.2.2 Configuración computacional**

En este estudio se han realizado simulaciones CFD para comparar los diferentes modelos de turbulencia. Para realizar las simulaciones CFD se ha utilizado el programa Simcenter STAR-CCM+ v2019.1 [160].

### *5.2.2.1 Modelos físicos seleccionados*

Para las simulaciones numéricas se considera un flujo turbulento gaseoso tridimensional. Tratando de replicar las condiciones experimentales, se define como fluido de trabajo aire con valores de viscosidad dinámica de  $1.820610^{-5} \text{ kgm}^{-1}\text{s}^{-1}$  y una densidad de  $1.2043 \text{ kgm}^{-3}$ .

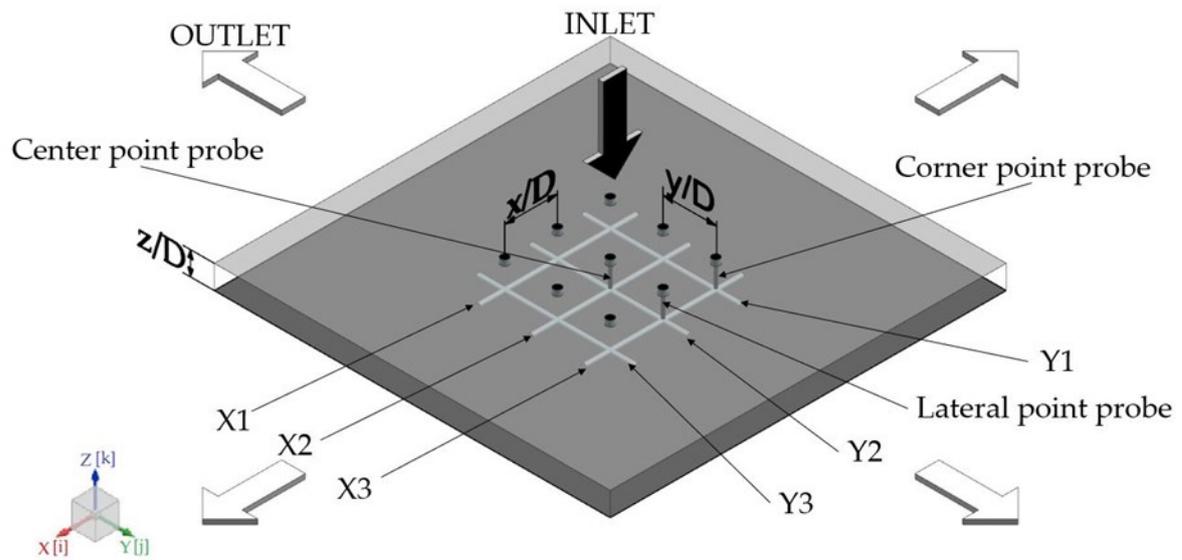
Según lo presentado por Zuckermann y Lior [56] los modelos SST ofrecen predicciones bastante precisas del flujo con un muy buen compromiso entre tiempo de cálculo y precisión. Por lo tanto, en simulaciones RANS, URANS y DES se utiliza el modelo  $k-\omega$  SST

de Menter [57]. El modelo Spalart-Allmaras [161] también se utiliza en simulaciones DES, ya que es uno de los modelos DES más populares. En las simulaciones LES se utiliza el modelo SGS de WALE [65], ya que estudios anteriores similares llevados a cabo por Draksler *et al.* [66], [162], demostraron la alta precisión de ese modelo para sistemas de impacto de chorro de aire.

En cuanto al tratamiento de la capa límite, los modelos de turbulencia seleccionados utilizan un tratamiento *all-wall*  $y^+$ . Para la discretización de cada término espacial y temporal de las ecuaciones que gobiernan el fluido en cada simulación se utilizan esquemas numéricos de 2º orden de precisión. Para la generación de las perturbaciones en la entrada cuando se utilizan las técnicas LES y DES, se selecciona el *Synthetic Eddy Method*, que provoca estructuras turbulentas en la superficie que hace de contorno e inicializa el dominio de flujo con un campo de flujo con perturbaciones. En cuanto al algoritmo de acoplamiento de la velocidad y la presión, el flujo se considera un flujo segregado.

#### *5.2.2.2 Geometría y condiciones de contorno*

La geometría utilizada en las simulaciones numéricas es equivalente a la utilizada en los experimentos (como se muestra en la Figura 46). Esta geometría consiste en un bloque de dimensiones 250 mm x 250 mm x 15 mm. La superficie superior del bloque representa la placa de impacto y la superficie inferior la placa objetivo. La placa de impacto tiene 9 toberas con un diámetro  $D$  de 5 mm, distribuidas en una configuración cuadrada de 3x3, con una distancia de tobera a tobera de 33.33 mm en las direcciones  $X$  e  $Y$ . Las toberas están situadas a una altura de 15 mm de la placa objetivo. Las distancias adimensionales de la geometría son las siguientes: la distancia tobera-placa  $z/D$  es igual a 3 y la distancia tobera-a tobera en el eje  $X$   $S_x/D$  y en el eje  $Y$   $S_y/D$  es igual a 6.66.

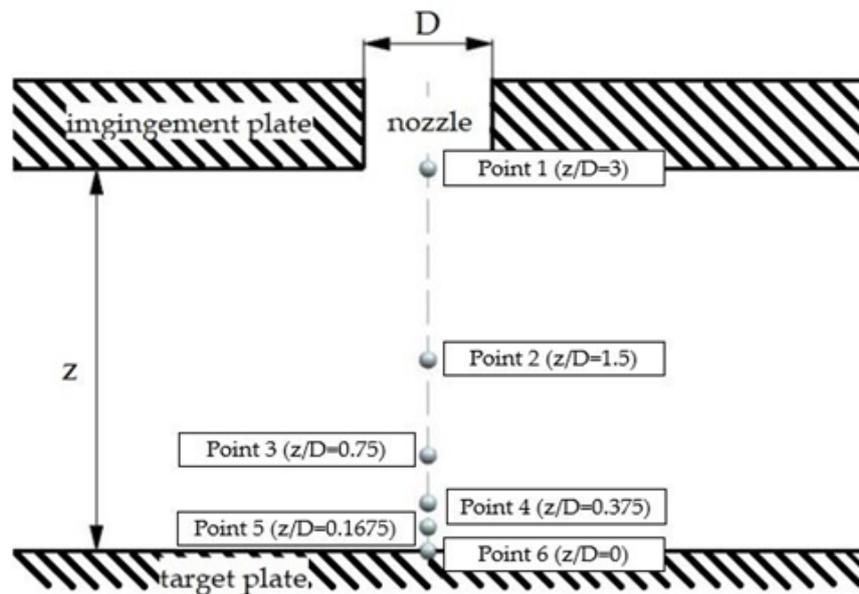


**Figura 46** Dominio computacional con líneas y puntos de medida.

El aire entra por las toberas y sale por los laterales del bloque, por lo que las toberas se asignan como entrada. En la entrada se define una turbulencia de intensidad del 5 % y una escala de longitud de 5 mm, con la velocidad de entrada del aire correspondiente a un caudal de aire de 275 L/min. De este modo, el valor del número de Reynolds  $Re$  se sitúa en torno a 8500 en función de la velocidad de salida de la tobera y del diámetro de esta. Las cuatro superficies laterales del bloque se asignan como salida, representando las condiciones de mínimo *crossflow* [163]. La placa de impacto y la placa objetivo se modelan como paredes lisas con condición de no deslizamiento. Ambas superficies se extienden con respecto a los límites físicos reales. Las ventajas que otorgan en cuanto a estabilidad numérica contrarrestan la simplificación geométrica realizada, ya que la zona en estudio está muy influenciada por los chorros y es menos crítica para las condiciones de salida del flujo.

El origen del sistema de coordenadas se sitúa en el centro geométrico de la placa objetivo. Se utilizan tres líneas de medición puntuales y seis líneas de medición continuas para extraer los resultados numéricos, como se muestra en la Figura 46. Las líneas de medición puntuales son normales a la placa objetivo y colineales a las toberas. Como se ilustra en la Figura 47, están formadas por 6 puntos, situados a diferentes distancias  $z/D$ . Las líneas de medición continuas están situadas en la superficie de la

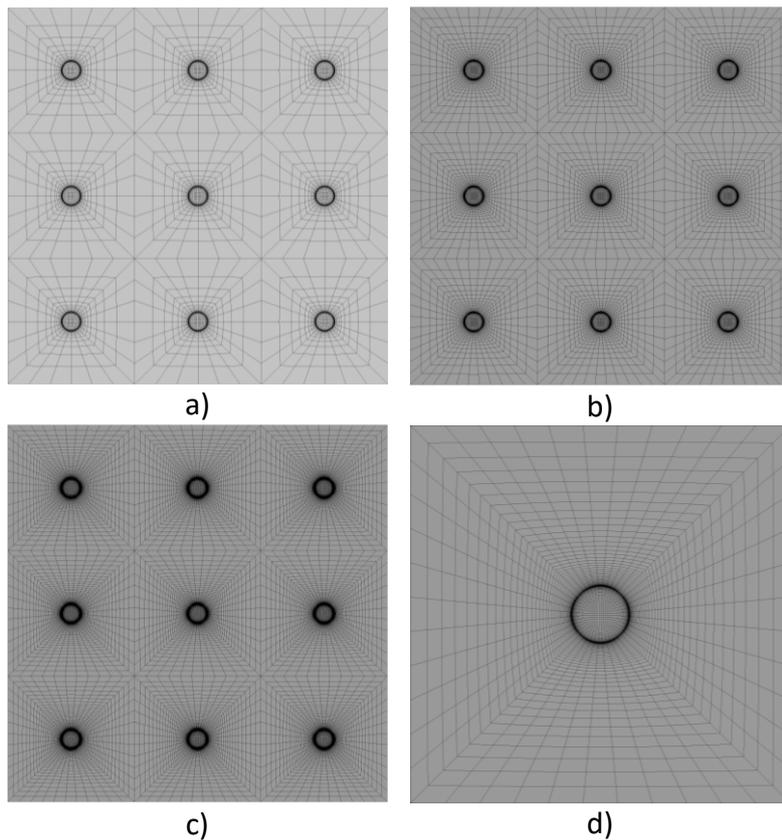
placa objetivo, es decir, a  $z/D = 0$ , y cruzan los ejes de las toberas. Tres de ellas son paralelas al eje  $X$  y las otras tres son paralelas al eje  $Y$ .



**Figura 47** Distribución de las líneas de medición puntuales.

#### 5.2.2.3 Estudio de mallado

Se han analizado tres mallas diferentes para obtener resultados con independencia de la malla: una malla gruesa (Figura 48a), una malla media (Figura 48b) y una malla fina (Figura 48c). La información sobre las dimensiones y sobre los parámetros de calidad de las tres mallas se muestra en la Tabla 11 y en la Tabla 12, respectivamente. La estrategia de refinamiento de la malla consiste, manteniendo un  $y^+ < 1$ , en reducir el crecimiento de celda a celda para aumentar la densidad de malla. Esto asegura que se cumplen las condiciones necesarias para la aplicación de las técnicas de modelización de la turbulencia.



**Figura 48** Malla en la placa de impacto. a) Malla gruesa; b) Malla media; c) Malla fina; d) Detalle del mallado de la zona de influencia de una tobera.

**Tabla 11** Dimensiones de las mallas simuladas.

Malla	Número de celdas	Altura de la primera celda
Gruesa	217540	1.0E-5 m
Media	1034314	1.0E-5 m
Fina	2000781	1.0E-5 m

**Tabla 12** Calidad de malla de las mallas probadas (valores medios).

Malla	Relación de aspecto	Oblicuidad	Ortogonalidad
Gruesa	45.18	0.153	0.91
Media	28.914	0.122	0.961
Fina	27.222	0.133	0.955

Según Fabritius y Tabor [164], la oblicuidad de las celdas no debe ser superior a 0.95 para garantizar una buena precisión en los resultados, y la ortogonalidad no debe ser inferior a 0.9. Por lo tanto, como se muestra en la Tabla 12, los valores medios de

asimetría y ortogonalidad indican que la calidad de las tres mallas probadas es adecuada para las simulaciones. La situación de las celdas con mayor relación de aspecto está alejada de las toberas, cerca de la salida, por lo que la información que se extrae de ellas no es significativa y, por tanto, los valores de la relación de aspecto se consideran aceptables. Las celdas se han agrupado alrededor del chorro para capturar mejor el impacto en las zonas de estancamiento y de chorro superficial, ya que son las regiones con mayores gradientes de presión y velocidad. Esto conduce a una menor densidad de malla en las regiones fuente donde el fluido asciende. El compromiso de mantener el número de celdas bajo conduce a una pérdida de precisión en esa zona. La mejora de la relación de aspecto, especialmente en las áreas cercanas al punto de impacto del chorro, beneficiaría al enfoque LES para la captura de los vórtices de menor escala.

Para realizar el estudio de independencia de malla en las simulaciones RANS, URANS y DES se sigue el método de Extrapolación General de Richardson [165]. En los casos en los que la Extrapolación General de Richardson no es aplicable, se sigue el método de ajuste utilizado por Almohammadi *et al.* [166], con un esquema de precisión de segundo orden. Ambos métodos consisten en estimar el valor exacto de una de las magnitudes ( $f_{exact}$ ) del fluido cuando el tamaño de la malla tiende a 0 ( $h \rightarrow \infty$ ). Para implementar la Extrapolación General de Richardson y el método de ajuste con un esquema de segundo orden de precisión, se requiere un mínimo de tres mallas. En este caso las tres mallas probadas son las mencionadas anteriormente: la malla gruesa, la malla media y la malla fina.

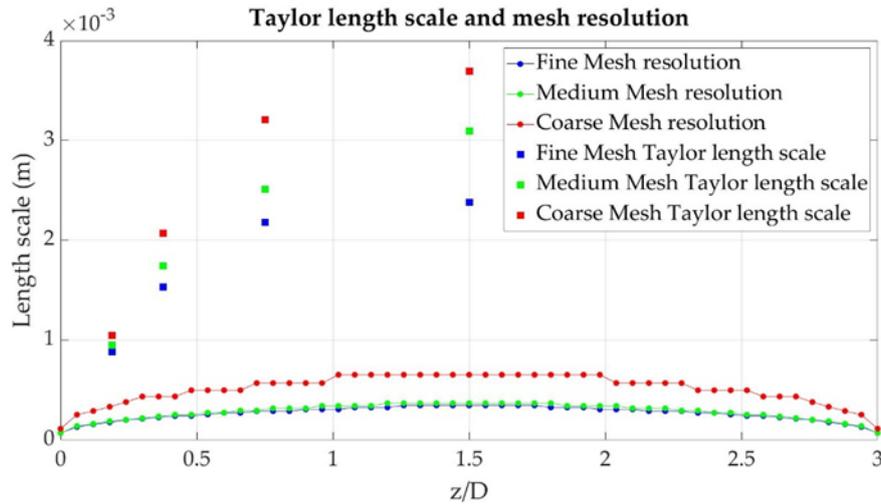
En las simulaciones RANS se ha analizado la velocidad en la dirección  $-k$  para obtener la solución independiente de la malla, mientras que en las simulaciones no estacionarias (URANS y DES) se ha analizado el valor medio cuadrático (RMS) de la velocidad en la dirección  $-k$ . Se han estudiado seis puntos diferentes, dos de cada punto de las líneas de medida. Para analizar los errores en las inmediaciones de la placa objetivo se estudia el punto 5, que está situado en  $z/D = 0.1875$ . En cambio, para analizar los errores en la región exterior se estudia el punto 2, que está situado en  $z/D = 1.5$ . Los errores relativos medios obtenidos en el punto 2 y en el punto 5 de las tres mediciones puntuales mencionadas anteriormente se muestran en la Tabla 13.

**Tabla 13** Error relativo medio (en %) del estudio de la dependencia de la malla en las simulaciones con técnicas RANS, URANS y DES.

Punto	Simulación	Malla gruesa	Malla media	Malla fina
2	RANS	0.697	0.418	0.163
2	URANS	0.946	0.247	0.074
2	DES k- $\omega$	0.797	0.229	0.074
2	DES S-A	0.375	0.162	0.061
5	RANS	10.863	4.779	2.248
5	URANS	12.673	5.514	2.003
5	DES k- $\omega$	12.423	5.4	2.023
5	DES S-A	10.186	4.576	1.913

Como se resume en la Tabla 13, el estudio de la dependencia de la malla muestra una convergencia monótona para todos los casos, lo que significa que se cumple la condición de convergencia según Richardson y Gaunt [165]. Por lo tanto, se utiliza la malla fina para las simulaciones RANS, URANS y DES.

Para las simulaciones LES, el estudio de la dependencia de la malla se realiza calculando la escala de longitud de Taylor ( $\lambda$ ). Este método consiste en calcular la función de autocorrelación, luego la escala de tiempo de Taylor y finalmente la escala de longitud de Taylor aplicando la hipótesis de Taylor. Según el estudio de Kuczaj *et al.* [167], en el que se investigó la mezcla turbulenta en una unión de tipo T, la resolución de malla requerida ( $\Delta$ ) para la simulación LES debe ser del orden de la escala de longitud de Taylor ( $\Delta < \lambda/3$ ), donde  $\Delta$  es la raíz cúbica del volumen de la celda  $\Delta = \sqrt[3]{V_{cell}}$ . Otros autores, como Draksler *et al.* [66], utilizaron el mismo criterio para evaluar la dependencia de la malla en un sistema de impacto de chorro. Las escalas de longitud de Taylor y las resoluciones de malla obtenidas se muestran en la Figura 49.



**Figura 49** Escalas de longitud de Taylor y resoluciones de malla para los puntos y líneas de medición empleadas.

Como se muestra en la Figura 49, incluso la malla más gruesa cumple el criterio propuesto por Kuczaj *et al.* [167] en todos los puntos que se han analizado. En la región exterior el valor de  $\lambda$  es relativamente alto, por lo que cubre ampliamente el criterio. Pero en la zona cercana a la pared el valor de  $\lambda$  se reduce significativamente, y el criterio sólo se satisface parcialmente, especialmente en la malla gruesa. Los resultados muestran que los menores valores de  $\lambda$  se obtienen en la malla fina. A diferencia de Draksler *et al.* [66], como el refinamiento de la malla se ha realizado en todas las direcciones, todos los valores obtenidos de  $\lambda$  son diferentes.

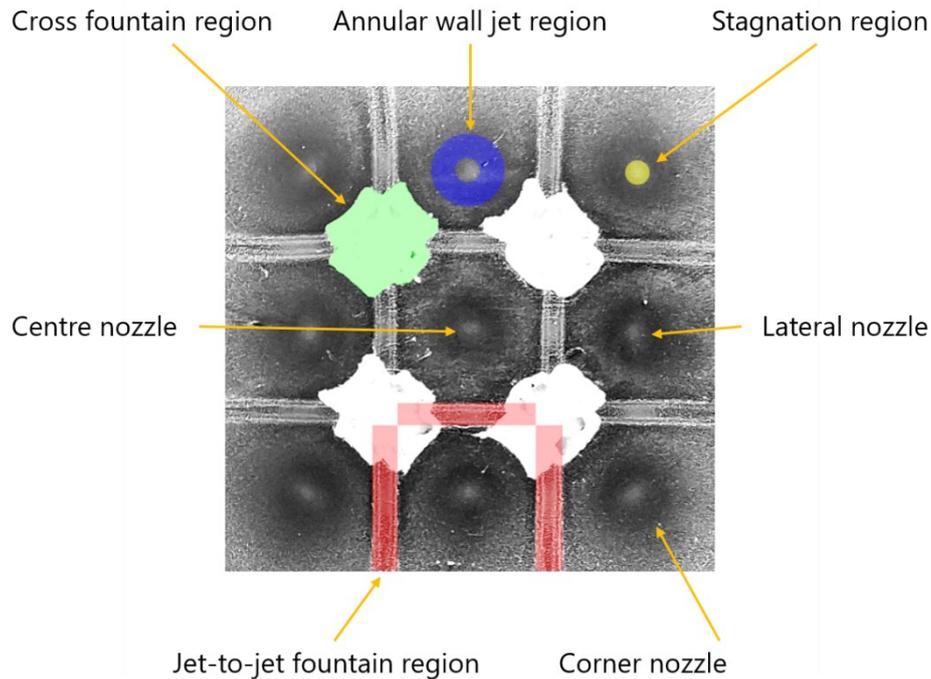
## 5.3 Resultados y discusión

### 5.3.1 Esfuerzo cortante superficial

En esta sección se comparan y presentan los resultados de los ensayos experimentales y de las simulaciones numéricas llevadas a cabo. Como ya se ha indicado, la variable observada es el esfuerzo cortante superficial (WSS) de la placa objetivo, que está directamente relacionado con la transferencia de calor, siendo ésta una de las principales aplicaciones del impacto del chorro de aire. En realidad, el campo de flujo resultante se vería alterado en presencia de una capa límite térmica debido a la transferencia de calor. En este estudio se ha decidido excluir este fenómeno, centrando la investigación en los flujos originados por el impacto de los chorros y su interacción. Esto limita la aplicabilidad de los resultados a situaciones de muy bajo gradiente térmico. Para los resultados computacionales, el campo se extrae en la placa de objetivo,

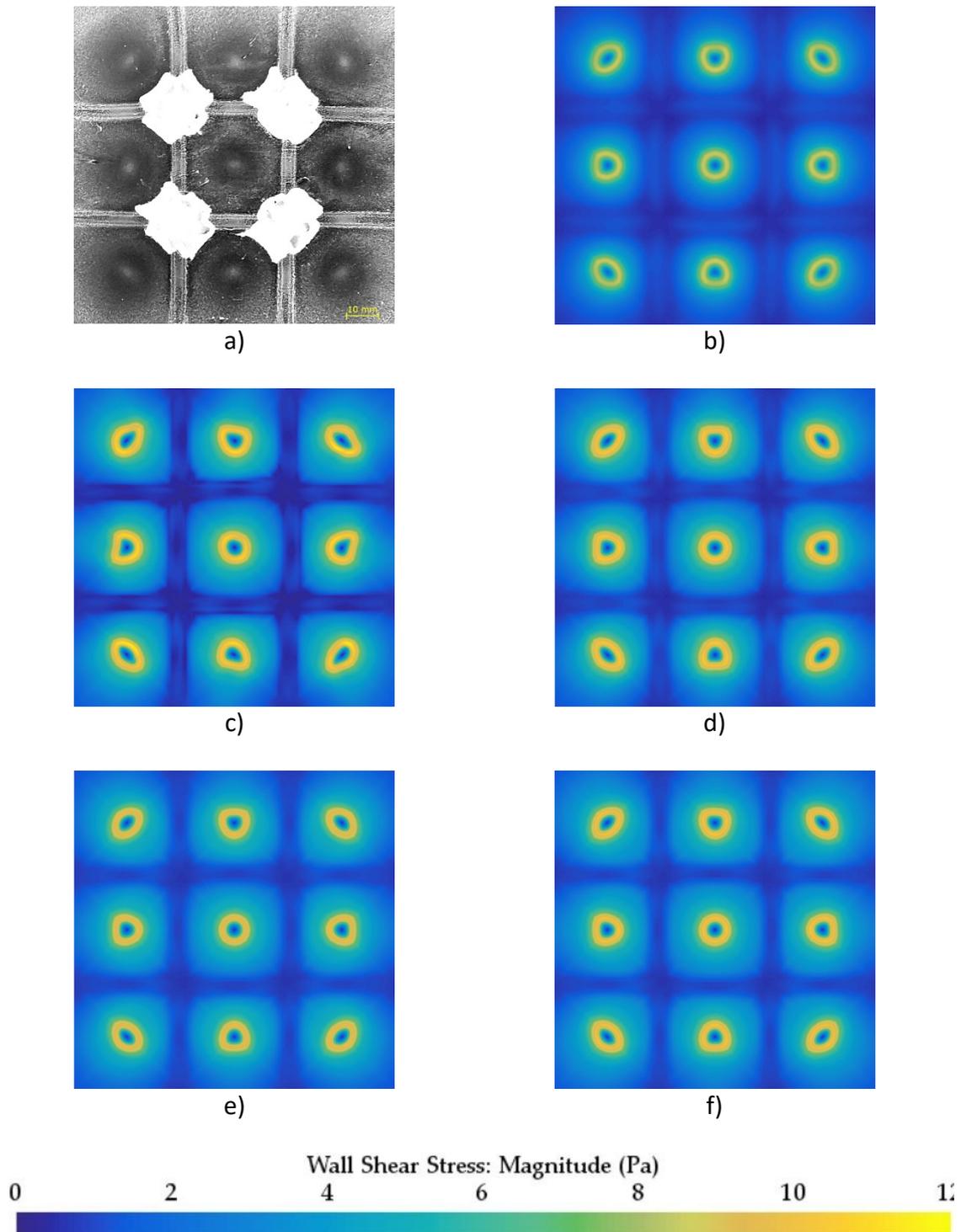
mientras que el ensayo experimental muestra la trayectoria que deja el impacto del chorro sobre la superficie con un fluido de visualización superficial. Las partículas suspendidas en el fluido de visualización superficial son arrastradas por el esfuerzo cortante causado por el propio impacto del chorro. Las zonas de baja pigmentación corresponden a zonas de alto esfuerzo cortante superficial, mientras que las zonas de alta pigmentación son indicadores de bajo esfuerzo cortante superficial. De este modo, los resultados numéricos pueden compararse cualitativamente con los resultados experimentales.

En la Figura 50 se describen las zonas de interés analizadas en este trabajo. La consecuencia de los flujos superficiales son los patrones de fluido de visualización del flujo superficial, que se resaltan en colores. Las regiones de estancamiento se resaltan en amarillo y tienen forma circular u ovalada para este caso. Esta región de bajo esfuerzo cortante superficial es donde impactan los chorros después de formarse en las toberas. En consecuencia, esta zona está muy pigmentada. Después de ser desviados en la región de estancamiento, se forman regiones de chorro superficial anular, marcadas con una corona circular en azul. La velocidad radial creciente de esta región arrastra las partículas de visualización del flujo, dejando esta región de baja pigmentación de forma circular. En este estudio se producen interacciones entre el flujo de diferentes chorros, formando regiones fuente. Estas regiones se pueden dividir en dos, regiones fuentes de chorro a chorro y regiones fuentes cruzadas, que también se conocen como regiones de *roll-up* [23]. Las primeras se sitúan en medio de dos toberas adyacentes y se resaltan en rojo. Junto a estas regiones se muestran en verde las segundas, situadas en el centro de cuatro toberas que forman un cuadrado. Estas dos regiones de interacción son regiones de bajo esfuerzo cortante superficial y forman patrones rectos y en forma de cruz en la placa objetivo. Junto con las regiones resaltadas, se identifican los diferentes tipos de toberas en función de su posición. De acuerdo con la configuración seleccionada, coexisten tres tipos de toberas, toberas centrales, toberas laterales y toberas de esquina.



**Figura 50** Elementos analizables del flujo superficial y denominación de la ubicación de las toberas.

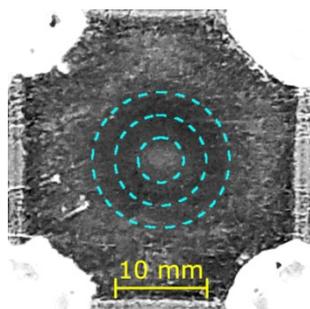
En la Figura 51, se muestran los patrones de flujo obtenidos por la visualización del flujo superficial y los cálculos numéricos. Para las simulaciones en estado estacionario, utilizando el enfoque RANS, se toma el valor instantáneo después de alcanzar la convergencia numérica de la solución. Sin embargo, para las simulaciones transitorias se aceptan resultados promediados durante un tiempo de 2 segundos como solución final después de haberse desarrollado completamente el flujo. Este estado se alcanza 5 milisegundos después de la inicialización del cálculo.



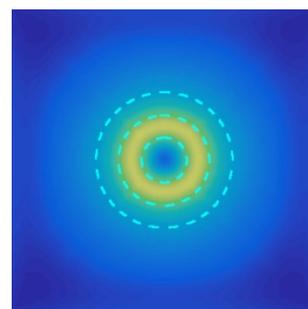
**Figura 51** Comparación de las trazas de fluido de visualización superficial y los contornos de esfuerzo cortante superficial de las simulaciones CFD. a) Experimental; b) LES; c) RANS; d) URANS; e) DES S-A; f) DES  $k-\omega$ .

El primer tipo de tobera que se analiza es la tobera central. En la Figura 52, se representan los resultados experimentales y computacionales para esa zona de la placa objetivo. En cada imagen se dibujan tres círculos discontinuos de color cian para ayudar a la interpretación de los resultados. El diámetro de estos círculos está relacionado con

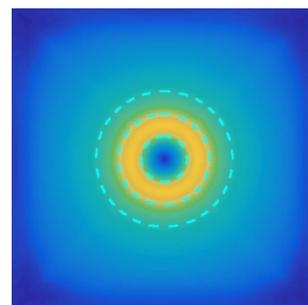
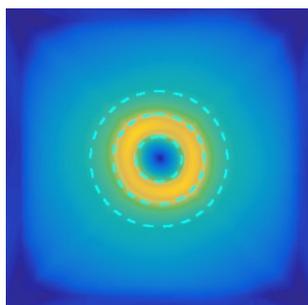
el diámetro de la tobera,  $D$ ,  $2D$  y  $3D$ . En cuanto al punto de estancamiento, los resultados experimentales muestran una zona muy pigmentada que corresponde a la región de estancamiento, de baja velocidad. Esta pigmentación disminuye radialmente, y el mismo efecto se observa en todas las simulaciones. Esta región está claramente localizada dentro del primer círculo discontinuo. Sin embargo, sólo la simulación LES parece tener un gradiente semejante, ya que las demás muestran un pico que no se aprecia experimentalmente. Junto a esta región, a medida que se acelera el flujo de aire, se encuentra una zona de alto esfuerzo cortante superficial entre los círculos  $D$  y  $3D$ . Se puede identificar como áreas anulares poco pigmentadas que aparecen en la imagen experimental. La zona más oscura se encuentra entre  $D$  y  $2D$ , y se aclara gradualmente hasta  $3D$ . En las simulaciones numéricas, estas áreas se pueden diferenciar claramente, con niveles máximos de esfuerzo cortante superficial similares, por encima de 9.75 Pa, alcanzados en  $1.5D$ , excepto en la técnica de modelado de turbulencia LES. Aunque el pico se encuentra en el mismo lugar, se obtienen valores de esfuerzo cortante superficial más bajos, de 8.5 Pa. Los cálculos coinciden con las observaciones de Abramovich [168], quien publicó que la velocidad máxima del chorro de pared se localiza a una distancia de un diámetro de chorro desde el punto de estancamiento. Los experimentos, como se verá más claramente más adelante en el análisis de las Figura 57 y Figura 58, ubican el pico ligeramente desplazado hacia el círculo  $2D$ .

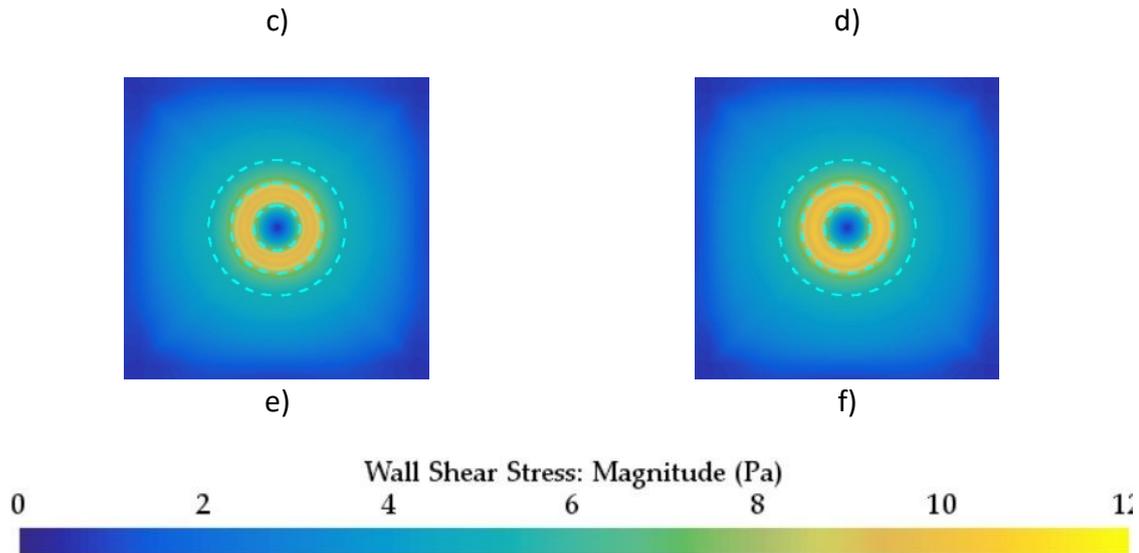


a)



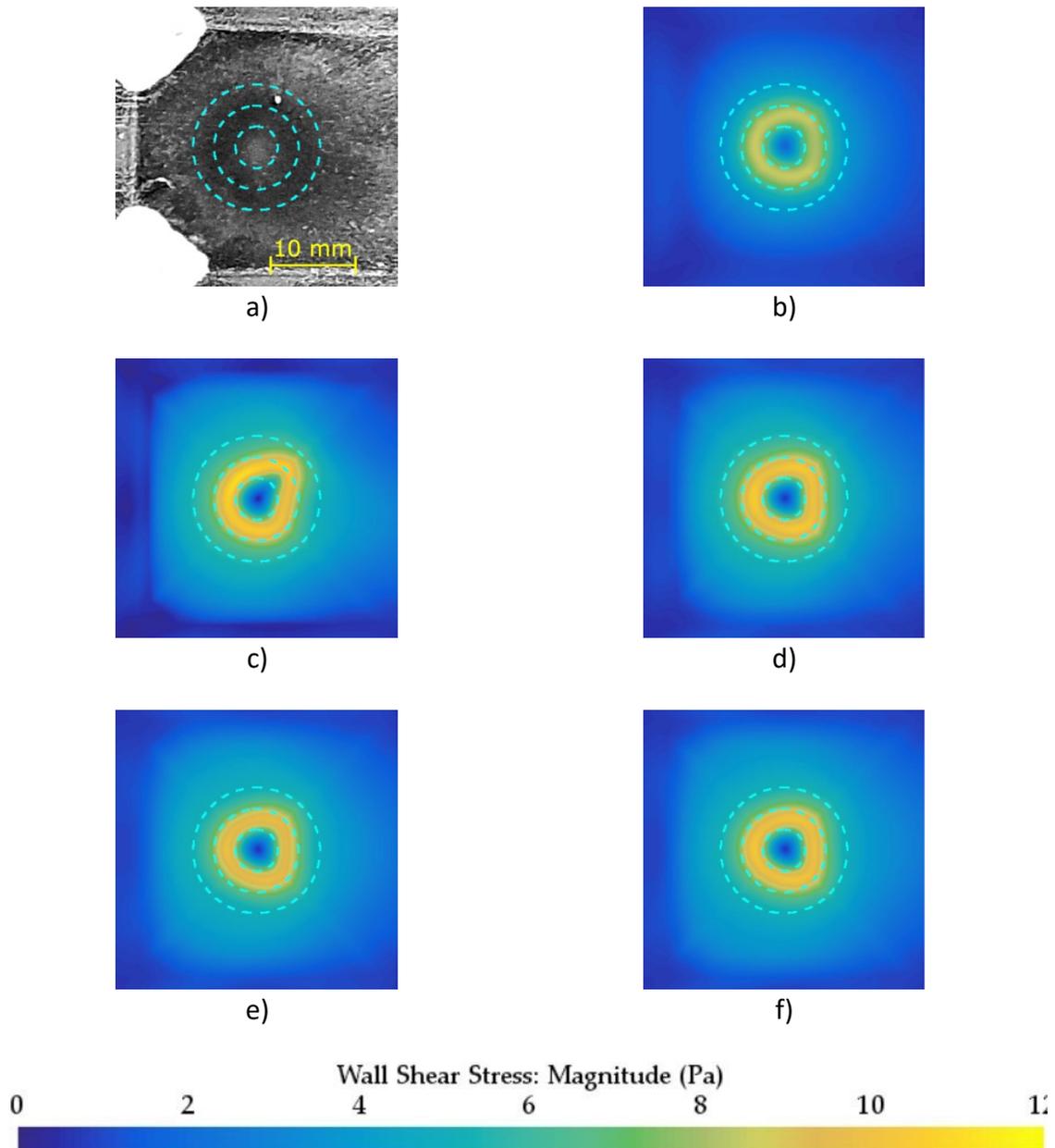
b)





**Figura 52** Comparación de los chorros centrales de la placa de impacto. a) Experimental; b) LES; c) RANS; d) URANS; e) DES S-A; f) DES  $k-\omega$ .

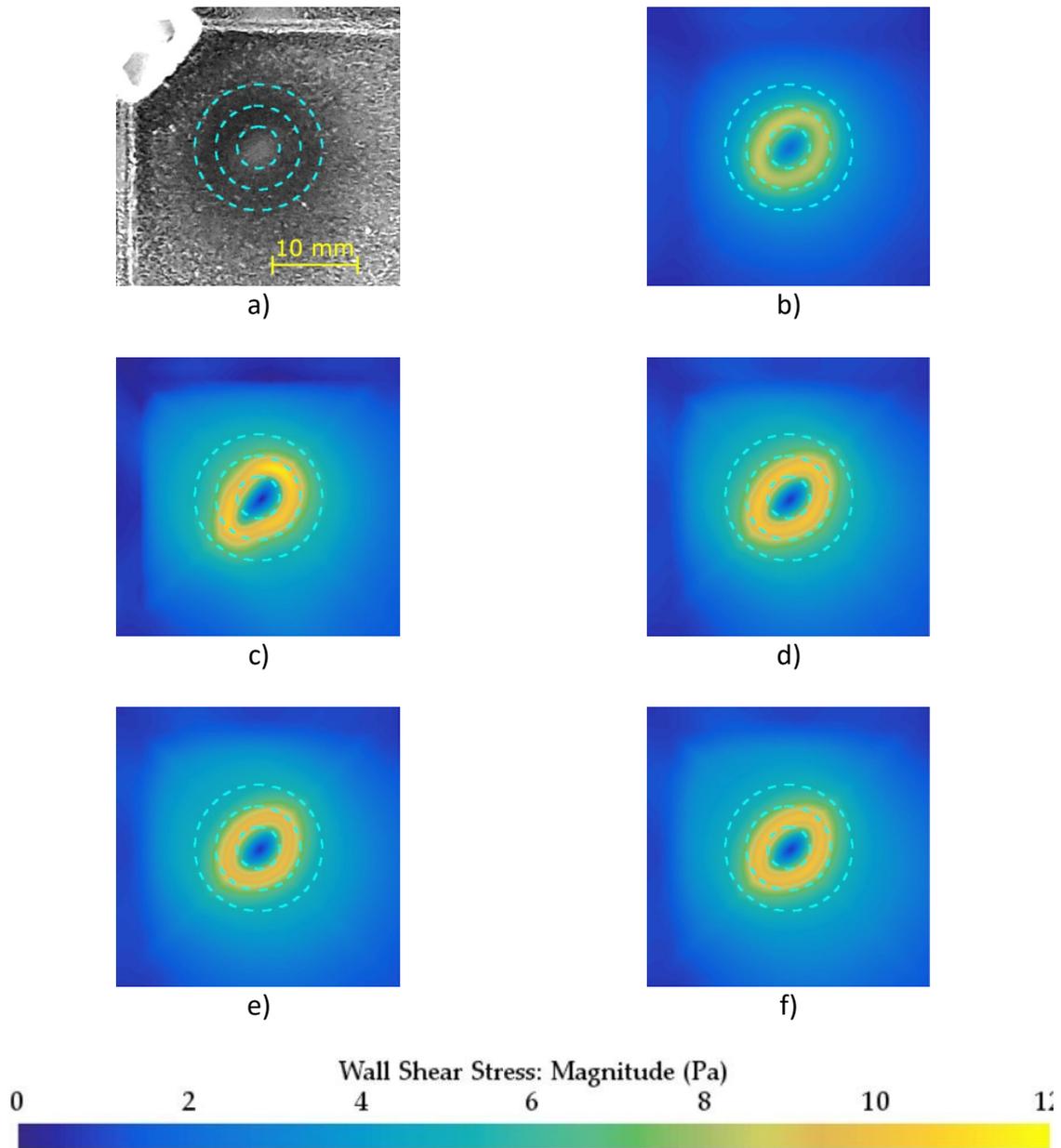
La segunda tobera analizada es la lateral. En la Figura 53 se representan los resultados experimentales y computacionales para esa zona de la placa objetivo. En este caso, existe *crossflow* lateral. Los efectos del *crossflow* se pueden apreciar en la imagen experimental en el punto de estancamiento, que está ligeramente deformado y los tonos grises brillantes parecen estar desplazados hacia la derecha. Este efecto también se aprecia claramente en todos los cálculos CFD. En esas imágenes, se identifica la misma forma en la zona de alto esfuerzo cortante superficial comprendida entre los círculos D y 2D. El lado derecho de la región anular está aplanado. Este lado es el opuesto a la dirección del *crossflow*. Esta observación es consistente con la forma de las medidas de Nusselt obtenidas por otros investigadores usando TLCs y cálculos CFD [47]. Experimentalmente, la deformación se aprecia mejor en el alargamiento del punto de estancamiento perpendicular al *crossflow*. El vórtice anular que rodea a los chorros [23] fluye hacia la salida, causando esta deformación. La simulación RANS muestra una deformación irregular a partir de una línea de simetría horizontal que denota que el flujo tiene características transitorias que no permitirían la realización de cálculos en estado estacionario. La deformación de la región anular es coincidente en forma y tamaño para los modelos de turbulencia URANS y DES. Por otro lado, la región anular del LES parece ser la menos distorsionada de todas, aproximándose más a los patrones exhibidos por la pintura de visualización del flujo.



**Figura 53** Comparación de los chorros laterales de la placa de impacto. a) Experimental; b) LES; c) RANS; d) URANS; e) DES S-A; f) DES  $k-\omega$ .

El último en este análisis es la tobera de esquina. En la Figura 54, se representan los resultados experimentales y computacionales para esa zona de la placa objetivo. Al igual que la región anterior, esta zona está influenciada por el *crossflow*. Sin embargo, en este caso la dirección es la línea que une las toberas central y de esquina. Este *crossflow* es el responsable de la deformación existente en la zona de estancamiento y en la región anular. Para todos los modelos de turbulencia estudiados y los resultados experimentales, el campo resultante tiene forma ovalada para esas zonas, en contraste con la circular de la tobera central y aplanada de la tobera lateral. Este óvalo tiene el eje

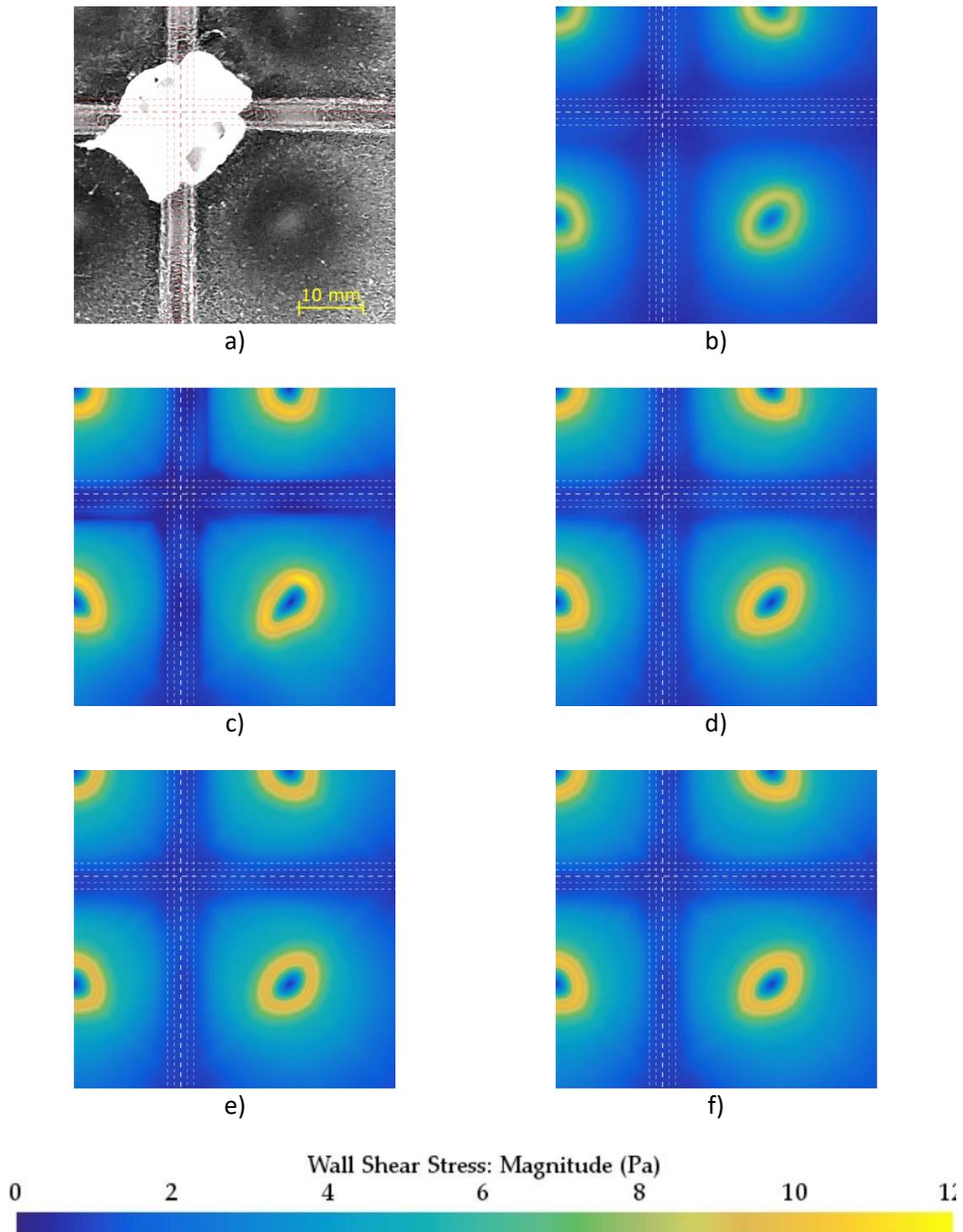
menor alineado con la línea que une la tobera central y la tobera de esquina, mientras que el eje mayor es perpendicular. Esto es consistente con las observaciones de TLC de Ichikawa *et al.* [23]. La simetría sobre el eje menor es clara excepto para el cálculo RANS, lo cual es el fruto del comportamiento transitorio. La simetría del eje mayor se ve perturbada por un lado menos curvado hacia el interior de la placa. En el caso experimental se puede ver como la zona de alta pigmentación dentro del círculo  $1D$  es más oscura en la parte superior izquierda. El vórtice anular de este chorro no es tan fuerte como el observado en las toberas laterales [23].



**Figura 54** Comparación de los chorros de esquina de la placa de impacto. a) Experimental; b) LES; c) RANS; d) URANS; e) DES S-A; f) DES  $k-\omega$ .

Para realizar una comparación más detallada de las características del flujo observado en las regiones fuente de chorro a chorro, se propone la Figura 55. En esta figura, se cubre el cuarto inferior derecho de la placa de impacto. Esta zona comprende parcial o totalmente las tres zonas de toberas analizadas anteriormente. En estas figuras se han añadido líneas de referencia. Las más anchas representan la separación geométrica entre los 9 dominios cuadrados de toberas. Las más estrechas, situadas a ambos lados de las líneas mencionadas anteriormente, están separadas por 1 mm.

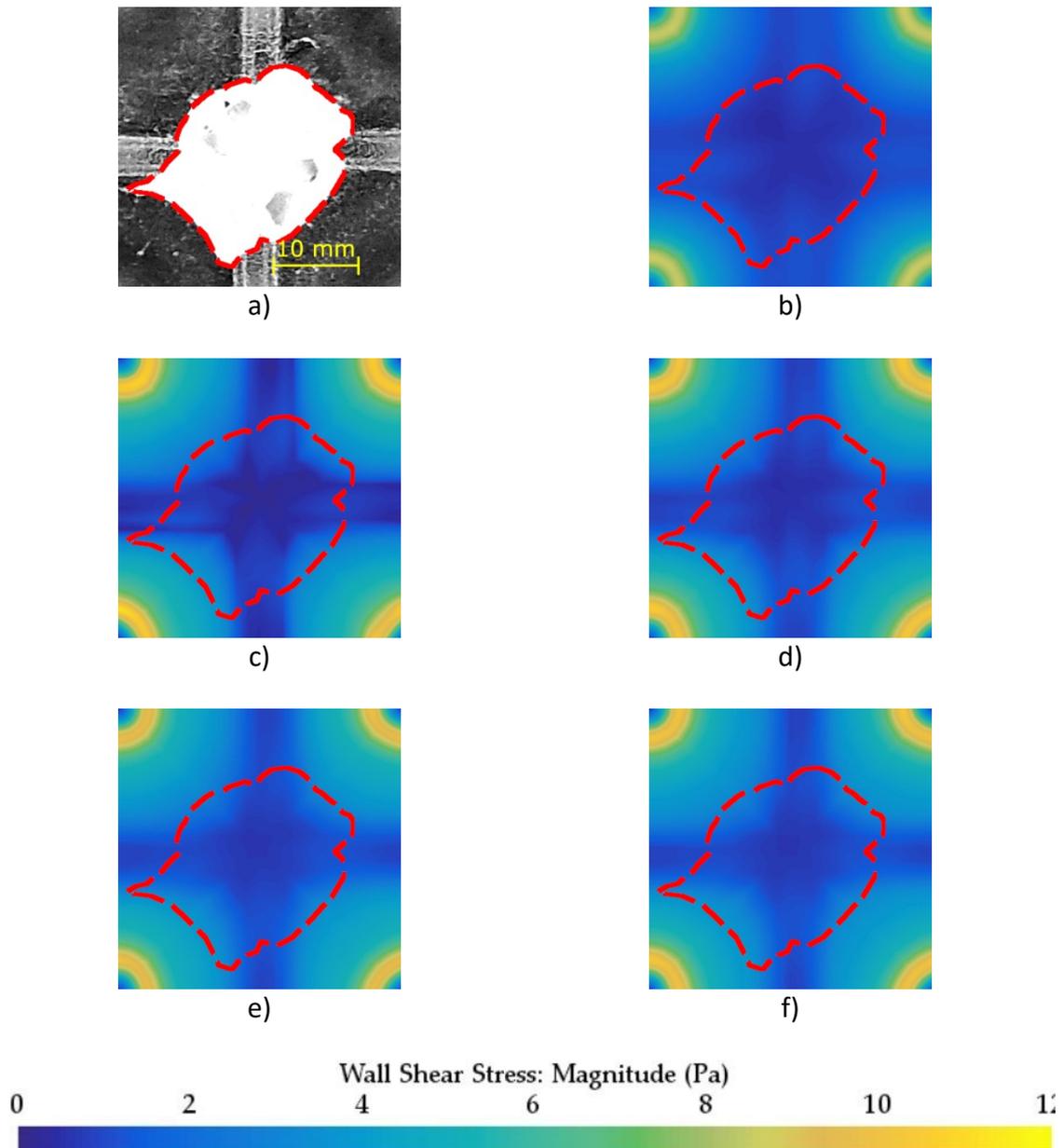
En primer lugar, se analiza la ubicación de la región fuente de la interacción chorro a chorro. Observando el caso experimental, las regiones fuente entre las toberas centrales y laterales están desplazadas hacia el exterior en la placa objetivo en relación con la región fuente entre las toberas laterales y las de las esquinas. El *crossflow* existente procedente de la tobera central provoca este desplazamiento. Este comportamiento se representa correctamente en todos los cálculos. Las regiones fuente entre boquillas muestran una forma rectangular de anchura constante según los depósitos de partículas que muestran regiones más blancas. Junto a esta región, hay una zona poco pigmentada que no es captada por los cálculos CFD. La intensidad es uniforme a lo largo de la zona central de la tobera, mientras que pasa a un tono más blanco al llegar al exterior de la placa en el caso de las toberas periféricas. Esto es coherente con la formación de un vórtice secundario debido al ascenso del chorro superficial como consecuencia del encuentro con el flujo del chorro adyacente. En el caso del vórtice central, al ser un vórtice anular, no se observa disipación, mientras que, en los laterales, la disipación se produce a medida que se desplaza hacia el exterior, y la influencia de la zona de *roll-up* es más débil. La presencia de estos vórtices contrarrotantes fue confirmada por Bernard *et al.* [22] y verificada por PIV por Ichikawa *et al.* [23]. En la dirección del lado largo, aparecen dos divisiones intermedias, situadas a 1 mm de los extremos. Estas divisiones, junto con las líneas que delimitan la región fuente de chorro a chorro, pueden reflejar la separación y re-adhesión del flujo causada por vórtices secundarios, como las observaciones realizadas por Bernard *et al.* [22]. utilizando la misma técnica. La diferencia entre los dos casos es la identificación de una línea más en el presente caso. Una mejor resolución computacional de la zona mejoraría su análisis con la precisión necesaria para identificar las estructuras existentes.



**Figura 55** Comparación de las regiones fuente entre chorros. a) Experimental; b) LES; c) RANS; d) URANS; e) DES S-A; f) DES  $k-\omega$ .

Por último, en este análisis visual comparativo de las trazas de la pintura de visualización del flujo y del campo de esfuerzo cortante superficial de los cálculos CFD, se encuentra la región fuente de cruz. Debido a su ubicación, se produce una acumulación de fluido de visualización de flujo, dejando una región que prácticamente es blanca en su

totalidad, no permitiendo analizar los patrones internos. Por lo tanto, se propone el análisis de su forma externa. Esta forma es en forma de cruz, siendo más corto el lado que une las toberas centrales y las de las esquinas. Observando el esfuerzo cortante superficial dentro de la forma roja en los cálculos CFD, se aprecian diferencias significativas. Mientras que RANS, URANS y LES predicen una región de bajo esfuerzo cortante superficial con forma de cruz de Malta, en los cálculos DES esta figura se difumina y no es claramente visible. El modelo RANS predice valores más bajos, sin embargo, en términos de adecuación de la forma y el tamaño al contorno, el modelo LES es el que mejor se aproxima. Estas observaciones son similares a las simulaciones de Xing *et al.* [47], especialmente en las toberas más cercanas al centro de la placa, donde el efecto del *crossflow* no es muy fuerte.



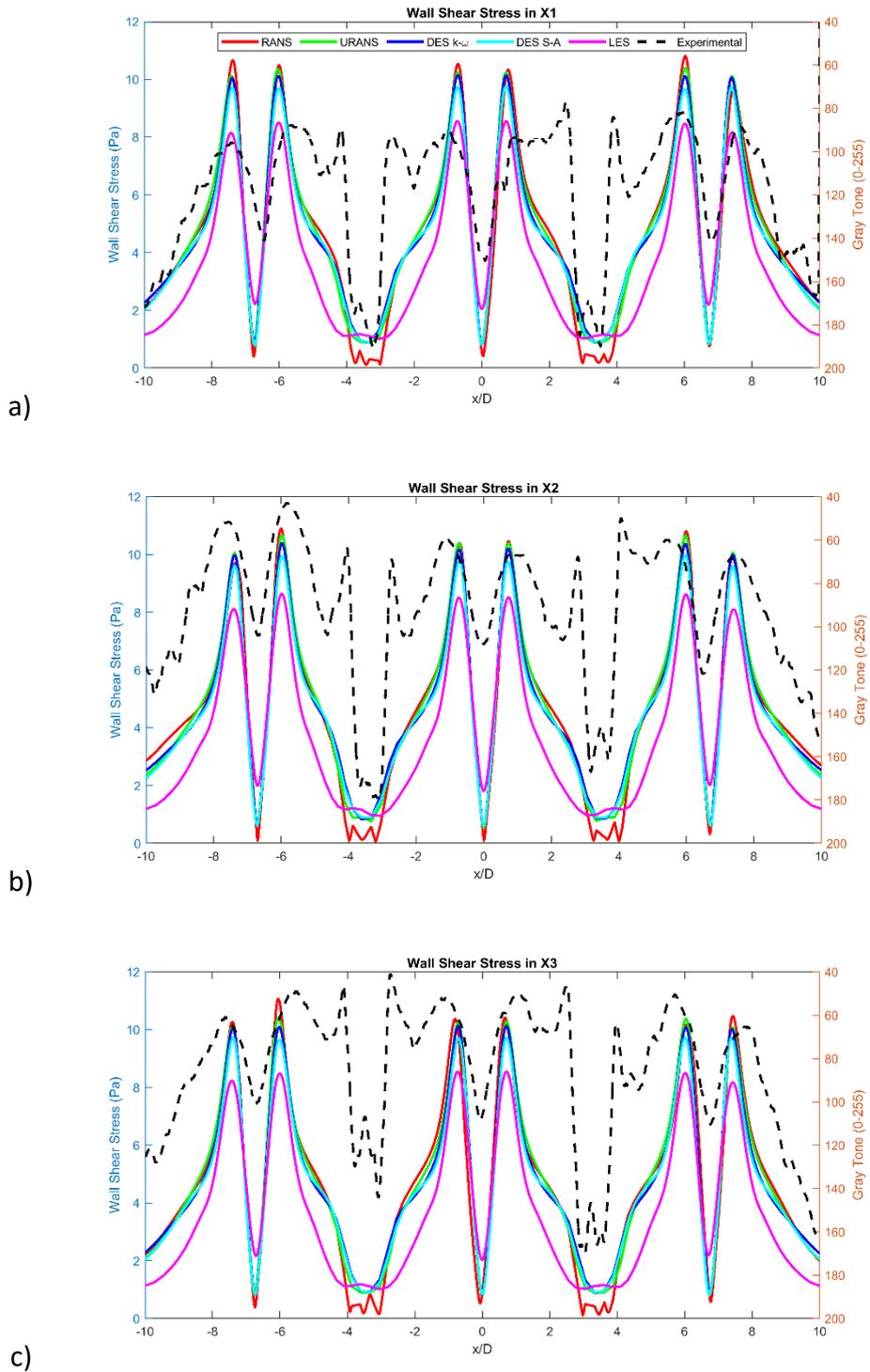
**Figura 56** Comparación de las regiones fuente de la placa de impacto. a) Experimental; b) RANS; c) URANS; d) DES S-A; e) DES k- $\omega$ ; f) LES.

Para realizar una comparación cualitativa, la tonalidad de gris obtenida en las simulaciones experimentales se compara con el esfuerzo cortante superficial en las sondas de línea X1, X2, X3, Y1, Y2 e Y3. La tonalidad de gris va de 0 a 255, donde 0 representa el negro puro y 255 el blanco puro. Carcasci [41] aplicó con éxito este método en un sistema de impacto de chorro de aire. El esfuerzo cortante superficial de las simulaciones numéricas y la tonalidad de gris de la prueba experimental se representan en la Figura 57 y Figura 58. Este método constituye un sistema de valores arbitrarios que permite comparar diferentes puntos de la zona observada. De este modo, es posible

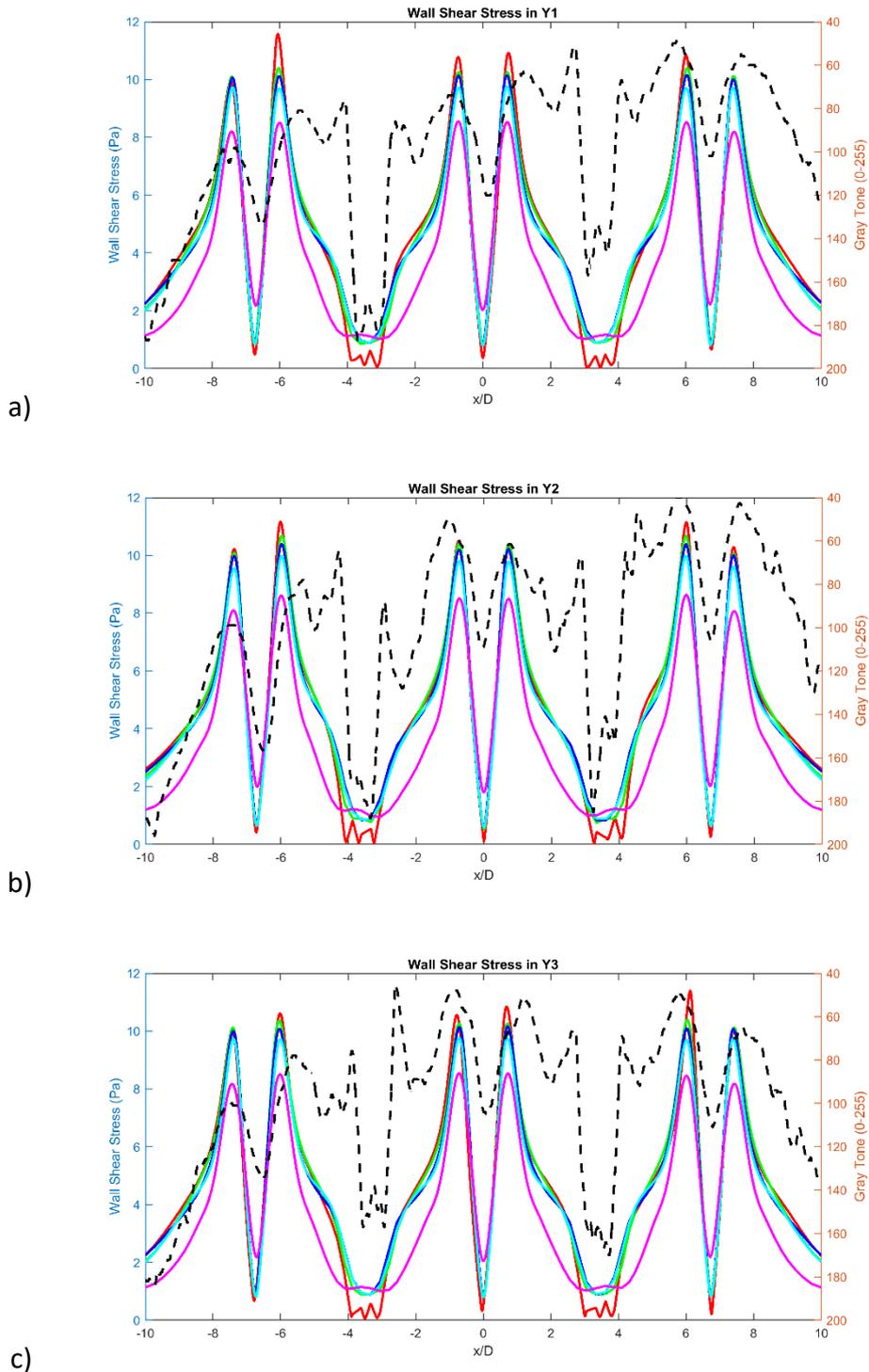
***Refrigeración mediante impacto de aire de dispositivos de alto flujo térmico***  
*Modelado Experimental y Numérico de un Sistema de Impacto de Chorro de Aire*

determinar en qué zonas se ha ejercido un mayor esfuerzo cortante sin indicar proporcionalidad.

*Refrigeración mediante impacto de aire de dispositivos de alto flujo térmico  
Modelado Experimental y Numérico de un Sistema de Impacto de Chorro de Aire*



**Figura 57** Esfuerzo cortante superficial de las simulaciones numéricas y tonalidad de gris de la simulación experimental en las líneas de medición. (a) X1; (b) X2; (c) X3



**Figura 58** Esfuerzo cortante superficial de las simulaciones numéricas y tonalidad de gris de la simulación experimental en las líneas de medición. (a) Y1; (b) Y2; (c) Y3.

En los gráficos de tonalidad de gris del ensayo experimental se identifican cuatro regiones principales. En los ejes de la tobera es visible un valor máximo de gris, que corresponde al punto de estancamiento. A más distancia de los ejes, aparecen dos valores mínimos. Estos mínimos pertenecen a las zonas escasamente pigmentadas de la

región anular, descritas con anterioridad, donde se alcanza el máximo de velocidad del chorro superficial. Aparece otro máximo de tonalidad de gris, que representa la región fuente entre chorros.

La predicción de la localización de los puntos de estancamiento es casi igual para todos los modelos de turbulencia estudiados, excepto para el LES. Examinando las toberas laterales y de esquina, los valores máximos están desplazados hacia el interior de la placa objetivo para todas las líneas de medición. Esta diferencia hace que el modelo LES se acerque más a los experimentos en la predicción de los puntos de estancamiento. Las líneas experimentales muestran que las toberas laterales y de esquina también están más próximas al centro de la placa. Esto no es intuitivo, ya que se espera que el *crossflow* arrastre los chorros y desplace el punto de estancamiento hacia fuera, al igual que los picos de Nusselt se desplazan en diferentes análisis con transferencia de calor [23], [47].

La región anular que rodea los puntos de estancamiento se representa en los gráficos como dos picos de esfuerzo cortante superficial. Las localizaciones de los valores máximos para todos los cálculos CFD están ligeramente más cerca del punto de estancamiento que los resultados experimentales, siendo la magnitud la principal diferencia entre técnicas. Mientras que URANS muestra los valores más altos y LES los más bajos, los modelos DES proporcionan resultados intermedios, pero más cercanos a los primeros. Analizando los modelos de turbulencia tobera por tobera, los modelos LES y URANS predicen valores de esfuerzo cortante superficial más elevados para el lado interno de los picos del anillo anular. Lo mismo ocurre con los modelos DES, pero sólo es apreciable en las líneas de medición  $X2$  e  $Y2$ . Este comportamiento se capta claramente en los experimentos, ya que el lado interior de la región anular presenta tonos de gris más bajos, lo que indica un mayor esfuerzo cortante superficial.

El pico de esfuerzo cortante superficial identificado inmediatamente antes de que el chorro de la pared se acerque a las regiones fuente de chorro a chorro es otra característica interesante. Este pico está relacionado con las zonas de baja pigmentación encontradas en la Figura 55. Curiosamente, los modelos de turbulencia en los cálculos CFD capturan algunos puntos de inflexión presentes en las líneas experimentales. La falta de densidad de malla puede ser la causa de una difusión que impide a los modelos

representar la zona de alta tensión de cizallamiento, que, como se ha comentado anteriormente, corresponde a los vórtices secundarios de las fuentes.

Por último, situadas a  $3.3D$  de los ejes de las toberas, se encuentran las regiones fuente de chorro a chorro. Estas regiones están representadas por un bajo esfuerzo cortante superficial y un alto tono gris debido a la alta pigmentación. Los modelos computacionales DES y URANS producen resultados similares en términos de magnitud y localización del mínimo de la trama. Sin embargo, los modelos de turbulencia RANS y LES producen resultados diferentes. Por un lado, el modelo RANS produce una zona plana con picos locales comparables a los encontrados experimentalmente. Por otro lado, el modelo LES exhibe una forma aplanada pero más amplia, con valores de WSS más altos. Presenta dos mínimos locales localizados a  $1.5D$  el uno del otro, los cuales también pueden ser observados en los valores de Nusselt de las simulaciones RANS realizadas por Xing *et al.* [47]. Los resultados para esta zona no son concluyentes, ya que el modelo RANS es el que mejor representa la zona, sin embargo, no se considera válido debido a las componentes transitorias, además de la baja resolución de malla presente para todas las técnicas de modelado.

## **5.4 Conclusiones**

En este capítulo se ha realizado una comparación entre las trazas dejadas experimentalmente por un fluido de visualización y el campo de esfuerzo cortante superficial simulado en un sistema de impacto de chorro de aire. El objetivo de esta comparación es identificar las estructuras de movimiento del fluido experimentalmente y determinar qué técnicas o modelos son capaces de replicarlas.

El caso estudiado se compone de una agrupación cuadrada de toberas  $3 \times 3$ , 5 mm de diámetro y situadas a una distancia de la placa objetivo de  $z/D$  igual a 3. El caudal resulta en un número de Reynolds de 8.500. En cuanto a los enfoques de modelización de la turbulencia, se han analizado RANS, URANS, DES y LES. El método RANS tiene componentes transitorias para este caso, lo que lo hace inadecuado por definición. Se han estudiado zonas específicas de la placa objetivo para determinar la correlación de los cálculos con el experimento, las regiones de estancamiento, chorro anular superficial, y las fuentes entre chorros y en forma de cruz.

Los cálculos tienen limitaciones en la predicción de las zonas de *roll-up* debido al crecimiento del mallado. Además, la técnica experimental tiene una componente temporal que puede afectar a las marcas que quedan en la superficie. Sin embargo, se han podido identificar con éxito numerosas estructuras de fluido y se plantean retos futuros para continuar esta investigación.

- La forma de los puntos de estancamiento se representa de forma similar en todos los enfoques de modelización, coincidiendo con los experimentos. La técnica LES predice un mayor esfuerzo cortante superficial y el punto de estancamiento más cerca del interior de la placa que las otras, por lo que es más consistente con los resultados experimentales.
- Las formas de la región de chorro anular superficial observadas experimentalmente se representan correctamente, al igual que los puntos de estancamiento. Sin embargo, el pico de esfuerzo cortante superficial máximo de los experimentos está más alejado del eje del chorro, lo que coincide con la ubicación señalada por otros investigadores.
- Tanto las regiones de fuente entre chorros como las de fuente en cruz requieren una mejor resolución de la malla en los cálculos para capturar los efectos de los vórtices contrarrotantes y las líneas de separación y re-adhesión. La técnica LES se acerca más a las trazas obtenidas y a los resultados CFD de la literatura científica consultada.

Las conclusiones a las que se ha llegado en este capítulo permiten perfilar las vías de investigación futuras. Por un lado, un aumento de la densidad de la malla, especialmente en la zona de interacción entre chorros adyacentes, permitirá un estudio más preciso de las estructuras de vórtices responsables de los puntos de separación y re-adhesión observados. Las turbulencias de menor escala en las zonas más cercanas a la placa objetivo se resolverían más adecuadamente en las simulaciones LES aplicando un refinamiento que acerque la relación de aspecto a la unidad. Dado el éxito de la técnica para reproducir el campo de flujo, se pueden realizar estudios paramétricos modificando el número de toberas y los parámetros geométricos que definen la agrupación, así como el número de Reynolds. Finalmente, la inclusión de la transferencia

***Refrigeración mediante impacto de aire de dispositivos de alto flujo térmico***  
*Modelado Experimental y Numérico de un Sistema de Impacto de Chorro de Aire*

de calor en los ensayos permitirá identificar cómo se modifica la capa límite térmica y, junto a ella, la dinámica general del fluido.

## **Capítulo 6 Conclusiones y líneas futuras**

---

Tras efectuar un análisis del estado del arte de sistemas de refrigeración mediante impacto de chorro de aire, se han identificado una serie de carencias las cuales han definido los objetivos de este trabajo de investigación.

En el Capítulo 3 se ha plasmado una metodología de fácil aplicación a cualquier problema donde se requiera una gestión térmica. En este proceso de cálculo se ha hecho hincapié en la fuente que suministra caudal de refrigerante, en este caso aire, y el número de componentes a refrigerar, 4 transistores. Estas condiciones de problema provienen del proyecto de investigación AIRJET (Elkartek). Además, la optimización multiobjetivo ha sido capaz de proponer soluciones técnicas ponderando la variable de temperatura y otra que puede modificarse según los requisitos de cada aplicación. Los valores de la ponderación derivan en soluciones distintas.

En el Capítulo 4 se ha aplicado la tecnología de refrigeración mediante impacto de chorro a un sistema de generación eléctrica como es una célula fotovoltaica. Si bien muchos estudios analizan las mejoras obtenidas por refrigerar mediante impacto de chorros, pocos consideran en el coste que tiene desde el punto de vista de la eficiencia, por lo que esta aplicación resulta atractiva. Mediante mediciones termográficas se ha comparado la capacidad de intercambio que pueden ofrecer dos configuraciones de *crossflow*. De manera teórica se han aplicado los coeficientes de transferencia de calor en un modelo de simulación de la célula fotovoltaica, analizando la mejoría en la eficiencia y el incremento en el consumo energético de bombeo de aire. El esquema de cero *crossflow* no ha exhibido su ventaja teórica de uniformidad, pero sí ha confirmado que la energía de impulsión requerida para el aire es muy superior. Finalmente, se ha encontrado una combinación de caudal y geometría que permite un incremento neto de la energía generada.

En el Capítulo 5 se ha experimentado con una técnica de visualización de fluido que permite analizar el esfuerzo cortante superficial que ejercen los chorros sobre el objetivo. Gracias a la relación de este parámetro con la transferencia de calor, se puede estimar qué zonas tienen una mejor refrigeración y cómo están interactuando los chorros sin la necesidad de emplear equipos e instrumentación de gran complejidad. Además, se han evaluado distintas técnicas de simulación computacional del impacto

de chorro sobre la superficie, y se han analizado las principales diferencias en el campo de esfuerzo cortante superficial.

A la luz de los resultados obtenidos en los capítulos finales de este trabajo, los cuales han sido difundidos mediante sendas publicaciones en revistas científicas, se puede afirmar que se han cumplido los objetivos planteados en la sección 1.2 .

Tras la finalización de la tesis, el camino natural para continuar con la investigación mediante impacto de chorro pasa por pasar a refrigerar componentes de alto flujo térmico saliendo del plano teórico. Para ello, se podría emplear la metodología desarrollada en el Capítulo 3 y simular y verificar los resultados de cómo se aplican los chorros mediante las técnicas aplicadas en el Capítulo 5. El Capítulo 4 ha mostrado cómo el impacto de chorros puede ayudar a mejorar la eficiencia de sistemas de generación de energía. En este aspecto, ha quedado pendiente evaluar si para placas objetivo de mayores dimensiones (como podría ser un módulo fotovoltaico real), las ventajas esperadas de la configuración de cero *crossflow* de uniformidad térmica se cumplen y contrarrestan a la mayor pérdida de carga ocasionada.

## Referencias

---

- [1] E. M. Sparrow y B. J. Lovell, «Heat Transfer Characteristics of an Obliquely Impinging Circular Jet», *J. Heat Transf.*, vol. 102, n.º 2, pp. 202-209, may 1980, doi: 10.1115/1.3244261.
- [2] S. Eiamsa-ard, C. Nuntadusit, K. Wongcharee, y V. Chuwattanakul, «An Impingement Cooling Using Swirling Jets Induced by Helical Rod Swirl Generators», *Int. J. Turbo Jet-Engines*, vol. 35, n.º 3, pp. 241-250, ago. 2018, doi: 10.1515/tjj-2016-0043.
- [3] M. Kim, D. Kim, y E. Yeom, «Measurement of three-dimensional flow structure and transient heat transfer on curved surface impinged by round jet», *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 161, p. 120279, nov. 2020, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120279.
- [4] B. Weigand y S. Spring, «Multiple Jet Impingement – A Review», *Heat Transf. Res.*, vol. 42, n.º 2, 2011, doi: 10.1615/HeatTransRes.v42.i2.30.
- [5] K. Gould, S. Q. Cai, C. Neft, y A. Bhunia, «Liquid Jet Impingement Cooling of a Silicon Carbide Power Conversion Module for Vehicle Applications», *IEEE Trans. Power Electron.*, vol. 30, n.º 6, pp. 2975-2984, jun. 2015, doi: 10.1109/TPEL.2014.2331562.
- [6] L. Chen, R. G. A. Brakmann, B. Weigand, M. Crawford, y R. Poser, «Detailed heat transfer investigation of an impingement jet array with large jet-to-jet distance», *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 146, p. 106058, dic. 2019, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2019.106058.
- [7] K. Olesen, «Liquid cooled power modules for automotives», Danfoss Silicon Power GmbH, Nota técnica, jun. 2007. Accedido: 13 de junio de 2022. [En línea]. Disponible en: <https://web.archive.org/web/20070613100312/http://siliconpower.danfoss.com/Products/PDF/Shower%20Power.pdf>
- [8] J. S. Bintoro, A. Akbarzadeh, M. Mochizuki, y T. Nguyen, «A Closed Loop Impinging Jet Cooling for Computer Chip», may 2008, pp. 349-355. doi: 10.1115/IMECE2003-43865.
- [9] W. Wu, R. Yao, J. Wang, H. Su, y X. Wu, «Leading edge impingement cooling analysis with separators of a real gas turbine blade», *Appl. Therm. Eng.*, vol. 208, p. 118275, may 2022, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2022.118275.

- [10] S. Polat, «Heat and Mass Transfer in Impingement Drying», *Dry. Technol.*, vol. 11, n.º 6, pp. 1147-1176, ene. 1993, doi: 10.1080/07373939308916894.
- [11] Z. Wang *et al.*, «Flame extension area and temperature profile of horizontal jet fire impinging on a vertical plate», *Process Saf. Environ. Prot.*, vol. 147, pp. 547-558, mar. 2021, doi: 10.1016/j.psep.2020.11.028.
- [12] M. Fabbri, S. Jiang, y V. K. Dhir, «A Comparative Study of Cooling of High Power Density Electronics Using Sprays and Microjets», *J. Heat Transf.*, vol. 127, n.º 1, pp. 38-48, feb. 2005, doi: 10.1115/1.1804205.
- [13] W. Li, G. Li, Z. Sun, y Q. Wang, «Real-time estimation of junction temperature in IGBT inverter with a simple parameterized power loss model», *Microelectron. Reliab.*, vol. 127, p. 114409, dic. 2021, doi: 10.1016/j.microrel.2021.114409.
- [14] A. R. Jatoy, S. R. Samo, y A. Q. Jakhrani, «Influence of Temperature on Electrical Characteristics of Different Photovoltaic Module Technologies», *Int. J. Renew. Energy Dev.*, vol. 7, n.º 2, pp. 85-91, jul. 2018, doi: 10.14710/ijred.7.2.85-91.
- [15] R. Sharma, A. Gupta, G. Nandan, G. Dwivedi, y S. Kumar, «Life span and overall performance enhancement of Solar Photovoltaic cell using water as coolant: A recent review», *Mater. Today Proc.*, vol. 5, n.º 9, Part 3, pp. 18202-18210, ene. 2018, doi: 10.1016/j.matpr.2018.06.156.
- [16] Y. A. Çengel y A. J. Ghajar, *Heat and mass transfer: fundamentals and applications*, Sixth edition. New York, NY: McGraw-Hill Education, 2020.
- [17] L. Prandtl, *Applications of modern hydrodynamics to aeronautics*. US Government Printing Office, 1925.
- [18] M. Glauert, «On laminar wall jets», en *Grenzschichtforschung/Boundary Layer Research*, Springer, 1958, pp. 72-78.
- [19] R. Gardon y J. Cobonpue, «Heat Transfer Between a Flat Plate and Jets of Air Impinging on It», en *International Developments in Heat Transfer*, New York, NY, 1962, pp. 454-460.

- [20] O. Reynolds, «XXIX. An experimental investigation of the circumstances which determine whether the motion of water shall be direct or sinuous, and of the law of resistance in parallel channels», *Philos. Trans. R. Soc. Lond.*, vol. 174, pp. 935-982, ene. 1883, doi: 10.1098/rstl.1883.0029.
- [21] H. Martin, «Heat and Mass Transfer between Impinging Gas Jets and Solid Surfaces», en *Advances in Heat Transfer*, vol. 13, J. P. Hartnett y T. F. Irvine, Eds. Elsevier, 1977, pp. 1-60. doi: 10.1016/S0065-2717(08)70221-1.
- [22] A. Bernard, L.-E. Brizzi, y J.-L. Bousgarbie`s, «Study of Several Jets Impinging on a Plane Wall: Visualizations and Laser Velocimetry Investigations», *J. Fluids Eng.*, vol. 121, n.º 4, pp. 808-812, dic. 1999, doi: 10.1115/1.2823541.
- [23] Y. Ichikawa, M. Motosuke, Y. Kameya, M. Yamamoto, y S. Honami, «Three-dimensional flow characterization of a square array of multiple circular impinging jets using stereoscopic PIV and heat transfer relation», *J. Vis.*, vol. 19, n.º 1, pp. 89-101, feb. 2016, doi: 10.1007/s12650-015-0296-8.
- [24] F. V. Barbosa *et al.*, «An Experimental Setup for Multiple Air Jet Impingement Over a Surface», presentado en ASME 2018 International Mechanical Engineering Congress and Exposition, ene. 2019. doi: 10.1115/IMECE2018-87995.
- [25] P. Bradshaw y E. M. Love, «The normal impingement of a circular air jet on a flat surface», 1959, Accedido: 12 de junio de 2022. [En línea]. Disponible en: <https://reports.aerade.cranfield.ac.uk/handle/1826.2/3776>
- [26] K. Azar, Ed., *Thermal measurements in electronics cooling*. Boca Raton: CRC Press, 1997.
- [27] C. V. Tu y D. H. Wood, «Wall pressure and shear stress measurements beneath an impinging jet», *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 13, n.º 4, pp. 364-373, nov. 1996, doi: 10.1016/S0894-1777(96)00093-3.
- [28] A. Singh y B. V. S. S. S. Prasad, «Experimental and Numerical Investigation of a Shower Head Advanced Jet Impingement on Concave Surfaces», presentado en ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, ago. 2018. doi: 10.1115/GT2018-75821.

- [29] M. D. Clark, J. A. Weibel, y S. V. Garimella, «Identification of nucleate boiling as the dominant heat transfer mechanism during confined two-phase jet impingement», *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 128, pp. 1095-1101, ene. 2019, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.09.058.
- [30] J. Chen, Y. Liu, Z. Cao, y D. Peng, «Pressure field measurements using bio-inspired pressure-sensitive film with adjustable sensitivity and range», *Exp. Fluids*, vol. 62, n.º 3, p. 51, mar. 2021, doi: 10.1007/s00348-021-03155-1.
- [31] P. K. Singh, M. Renganathan, H. Yadav, S. K. Sahu, P. K. Upadhyay, y A. Agrawal, «An experimental investigation of the flow-field and thermal characteristics of synthetic jet impingement with different waveforms», *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 187, p. 122534, may 2022, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2022.122534.
- [32] K. Fukiba, K. Ota, y Y. Harashina, «Heat transfer enhancement of a heated cylinder with synthetic jet impingement from multiple orifices», *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 99, pp. 1-6, dic. 2018, doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2018.10.006.
- [33] M. Kim, H. R. Karbasian, y E. Yeom, «Transient three-dimensional flow structures of oblique jet impingement on a circular cylinder», *J. Vis.*, vol. 21, n.º 3, pp. 397-406, jun. 2018, doi: 10.1007/s12650-017-0466-y.
- [34] C. Wang, Z. Wang, L. Wang, L. Luo, y B. Sundén, «Experimental study of fluid flow and heat transfer of jet impingement in cross-flow with a vortex generator pair», *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 135, pp. 935-949, jun. 2019, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.02.024.
- [35] J. H. Preston, «The Determination of Turbulent Skin Friction by Means of Pitot Tubes», *Aeronaut. J.*, vol. 58, n.º 518, pp. 109-121, feb. 1954, doi: 10.1017/S0368393100097704.
- [36] A. Ritcey, «Skin Friction and Fluid Dynamics of a Planar Impinging Gas Jet», Thesis, 2018. Accedido: 12 de junio de 2022. [En línea]. Disponible en: <https://macsphere.mcmaster.ca/handle/11375/23656>

- [37] T. Wei, Y. Wang, C. V. Tu, y D. Wood, «Maximum Wall Stress on a Smooth Flat Plate Under Planar Jet Impingement», *J. Fluids Eng.*, vol. 144, n.º 8, mar. 2022, doi: 10.1115/1.4053618.
- [38] M. Ferro, «Experimental study on turbulent boundary-layer flows with wall transpiration», KTH Royal Institute of Technology, Stockholm, 2017.
- [39] M. B. Dogruoz, A. Ortega, y R. V. Westphal, «Measurements of skin friction and heat transfer beneath an impinging slot jet», *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 60, pp. 213-222, ene. 2015, doi: 10.1016/j.expthermflusci.2014.08.014.
- [40] B. R. Kinkade, «Addition of a Stanton Gauge to the Boundary Layer Data System», California Polytechnic State University, San Luis Obispo, California, 2014. doi: 10.15368/theses.2014.105.
- [41] C. Carcasci, «An experimental investigation on air impinging jets using visualisation methods», *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 38, n.º 9, pp. 808-818, oct. 1999, doi: 10.1016/S1290-0729(99)80036-2.
- [42] A. Ritcey, J. R. McDermid, S. Ziada, y F. E. Goodwin, «Measuring Wall Shear Stress under an Air Knife Model using Oil Film Interferometry», en *AISTech 2016 Proceedings*, Pittsburgh, PA, 2016, p. 2035.
- [43] F. V. Barbosa, S. F. C. F. Teixeira, y J. C. F. Teixeira, «Experimental and Numerical Study of Multiple Jets Impinging a Step Surface», *Energies*, vol. 14, n.º 20, Art. n.º 20, ene. 2021, doi: 10.3390/en14206659.
- [44] S. N. Diop, B. Dieng, y I. Senaha, «A study on heat transfer characteristics by impinging jet with several velocities distribution», *Case Stud. Therm. Eng.*, vol. 26, p. 101111, ago. 2021, doi: 10.1016/j.csite.2021.101111.
- [45] L. Cocchi *et al.*, «Experimental Investigation on Impingement Array Cooling Systems Through IR Thermography», presentado en ASME Turbo Expo 2016, jun. 2016. doi: 10.1115/GT2016-57436.
- [46] V. Chaugule, R. Narayanaswamy, A. D. Lucey, V. Narayanan, y J. Jewkes, «Particle image velocimetry and infrared thermography of turbulent jet impingement on an

oscillating surface», *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 98, pp. 576-593, nov. 2018, doi: 10.1016/j.expthermflusci.2018.06.006.

[47] Y. Xing, S. Spring, y B. Weigand, «Experimental and Numerical Investigation of Heat Transfer Characteristics of Inline and Staggered Arrays of Impinging Jets», *J. Heat Transf.*, vol. 132, n.º 9, sep. 2010, doi: 10.1115/1.4001633.

[48] S. J. Yi, M. Kim, D. Kim, H. D. Kim, y K. C. Kim, «Transient temperature field and heat transfer measurement of oblique jet impingement by thermographic phosphor», *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 102, pp. 691-702, nov. 2016, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.06.062.

[49] C. Meola, «A New Correlation of Nusselt Number for Impinging Jets», *Heat Transf. Eng.*, vol. 30, n.º 3, pp. 221-228, feb. 2009, doi: 10.1080/01457630802304311.

[50] S. V. Garimella y B. Nenaydykh, «Nozzle-geometry effects in liquid jet impingement heat transfer», *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 39, n.º 14, pp. 2915-2923, sep. 1996, doi: 10.1016/0017-9310(95)00382-7.

[51] K. Heyerichs y A. Pollard, «Heat transfer in separated and impinging turbulent flows», *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 39, n.º 12, pp. 2385-2400, ago. 1996, doi: 10.1016/0017-9310(95)00347-9.

[52] T. J. Craft, L. J. W. Graham, y B. E. Launder, «Impinging jet studies for turbulence model assessment—II. An examination of the performance of four turbulence models», *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 36, n.º 10, pp. 2685-2697, jul. 1993, doi: 10.1016/S0017-9310(05)80205-4.

[53] A. Yildizeli y S. Cadirci, «Multi-objective optimization of multiple impinging jet system through genetic algorithm», *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 158, p. 119978, sep. 2020, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119978.

[54] K. Svensson, P. Rohdin, y B. Moshfegh, «On the Influence of Array Size and Jet Spacing on Jet Interactions and Confluence in Round Jet Arrays», *J. Fluids Eng.*, vol. 138, n.º 8, p. 081206, ago. 2016, doi: 10.1115/1.4033024.

[55] A. Khayrullina, T. van Hooff, B. Blocken, y G. van Heijst, «Validation of steady RANS modelling of isothermal plane turbulent impinging jets at moderate Reynolds

numbers», *Eur. J. Mech. - BFluids*, vol. 75, pp. 228-243, may 2019, doi: 10.1016/j.euromechflu.2018.10.003.

[56] N. Zuckerman y N. Lior, «Impingement Heat Transfer: Correlations and Numerical Modeling», *J. Heat Transf.*, vol. 127, n.º 5, pp. 544-552, may 2005, doi: 10.1115/1.1861921.

[57] F. Menter, «Zonal Two Equation k-w Turbulence Models For Aerodynamic Flows», en *23rd Fluid Dynamics, Plasmadynamics, and Lasers Conference*, American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1993. doi: 10.2514/6.1993-2906.

[58] J. Wienand, A. Riedelsheimer, y B. Weigand, «Numerical study of a turbulent impinging jet for different jet-to-plate distances using two-equation turbulence models», *Eur. J. Mech. - BFluids*, vol. 61, pp. 210-217, ene. 2017, doi: 10.1016/j.euromechflu.2016.09.008.

[59] D. Muñoz-Esparza, J.-M. Buchlin, K. Myrillas, y R. Berger, «Numerical investigation of impinging gas jets onto deformable liquid layers», *Appl. Math. Model.*, vol. 36, n.º 6, pp. 2687-2700, jun. 2012, doi: 10.1016/j.apm.2011.09.052.

[60] Z. Yang, «Assessment of unsteady-RANS approach against steady-RANS approach for predicting twin impinging jets in a cross-flow», *Cogent Eng.*, vol. 1, n.º 1, p. 936995, dic. 2014, doi: 10.1080/23311916.2014.936995.

[61] J. Smagorinsky, «GENERAL CIRCULATION EXPERIMENTS WITH THE PRIMITIVE EQUATIONS: I. THE BASIC EXPERIMENT», *Mon. Weather Rev.*, vol. 91, n.º 3, pp. 99-164, mar. 1963, doi: 10.1175/1520-0493(1963)091<0099:GCEWTP>2.3.CO;2.

[62] F. Nicoud y F. Ducros, «Subgrid-Scale Stress Modelling Based on the Square of the Velocity Gradient Tensor», *Flow Turbul. Combust.*, vol. 62, n.º 3, pp. 183-200, sep. 1999, doi: 10.1023/A:1009995426001.

[63] T. Czesla, G. Biswas, H. Chattopadhyay, y N. K. Mitra, «Large-eddy simulation of flow and heat transfer in an impinging slot jet», *Int. J. Heat Fluid Flow*, vol. 22, n.º 5, pp. 500-508, oct. 2001, doi: 10.1016/S0142-727X(01)00105-9.

- [64] M. Hadžiabdić y K. Hanjalić, «Vortical structures and heat transfer in a round impinging jet», *J. Fluid Mech.*, vol. 596, pp. 221-260, ene. 2008, doi: 10.1017/S002211200700955X.
- [65] F. Ducros, F. Nicoud, T. Poinsot, y M. J. Baines, «Wall-Adapting Local Eddy-Viscosity Models for Simulations in Complex Geometries, Conference; 6th, Numerical methods for fluid dynamics», en *NUMERICAL METHODS FOR FLUID DYNAMICS, Numerical methods for fluid dynamics, Conference; 6th, Numerical methods for fluid dynamics*, 1998, pp. 293-300. [En línea]. Disponible en: <https://www.tib.eu/de/suchen/id/BLCP%3ACN027093760>
- [66] M. Draksler, B. Ničeno, B. Končar, y L. Cizelj, «Large eddy simulation of multiple impinging jets in hexagonal configuration – Mean flow characteristics», *Int. J. Heat Fluid Flow*, vol. 46, pp. 147-157, abr. 2014, doi: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2014.01.005.
- [67] N. Zuckerman y N. Lior, «Radial Slot Jet Impingement Flow and Heat Transfer on a Cylindrical Target», *J. Thermophys. Heat Transf.*, vol. 21, n.º 3, pp. 548-561, jul. 2007, doi: 10.2514/1.20829.
- [68] T. Dairay, V. Fortuné, E. Lamballais, y L.-E. Brizzi, «Direct numerical simulation of a turbulent jet impinging on a heated wall», *J. Fluid Mech.*, vol. 764, pp. 362-394, feb. 2015, doi: 10.1017/jfm.2014.715.
- [69] S. Kubacki y E. Dick, «Hybrid RANS/LES of flow and heat transfer in round impinging jets», *Int. J. Heat Fluid Flow*, vol. 32, n.º 3, pp. 631-651, jun. 2011, doi: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2011.03.002.
- [70] A. Dewan, R. Dutta, y B. Srinivasan, «Recent Trends in Computation of Turbulent Jet Impingement Heat Transfer», *Heat Transf. Eng.*, vol. 33, n.º 4-5, pp. 447-460, mar. 2012, doi: 10.1080/01457632.2012.614154.
- [71] P. A. K. Lam y K. A. Prakash, «A numerical investigation and design optimization of impingement cooling system with an array of air jets», *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 108, pp. 880-900, may 2017, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.12.017.
- [72] F. Heppner y U. Grenander, «A Stochastic Nonlinear Model for Coordinate Bird Flocks», en *The Ubiquity of Chaos*, S. Krasner, Ed. AAAS Publications, 1990.

- [73] S. Ndao, Y. Peles, y M. K. Jensen, «Multi-objective thermal design optimization and comparative analysis of electronics cooling technologies», *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 52, n.º 19, pp. 4317-4326, sep. 2009, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.03.069.
- [74] P. K. Kadiyala y H. Chattopadhyay, «Neuro-genetic optimization of laminar slot jets impinging on a moving surface», *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 59, pp. 143-147, dic. 2014, doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2014.10.023.
- [75] C. J. M. Lasance, «The need for a change in thermal design philosophy», *Electronics Cooling*, 9 de octubre de 1995. <https://www.electronics-cooling.com/1995/10/the-need-for-a-change-in-thermal-design-philosophy/> (accedido 15 de enero de 2019).
- [76] R. W. Page, W. “Jeep” Hnatzuk, y J. Kozirowski, «Thermal Management for the 21st Century - Improved Thermal Control & Fuel Economy in an Army Medium Tactical Vehicle», SAE International, Warrendale, PA, SAE Technical Paper 2005-01-2068, may 2005. doi: 10.4271/2005-01-2068.
- [77] Y. Wang, Q. Gao, T. Zhang, G. Wang, Z. Jiang, y Y. Li, «Advances in Integrated Vehicle Thermal Management and Numerical Simulation», *Energies*, vol. 10, n.º 10, p. 1636, oct. 2017, doi: 10.3390/en10101636.
- [78] K. Chen *et al.*, «Design of Parallel Air-Cooled Battery Thermal Management System through Numerical Study», *Energies*, vol. 10, n.º 10, p. 1677, oct. 2017, doi: 10.3390/en10101677.
- [79] IEEE, «The International Roadmap for Devices and Systems: 2017», 2018. [En línea]. Disponible en: [https://irds.ieee.org/images/files/pdf/2017/2017IRDS\\_ES.pdf](https://irds.ieee.org/images/files/pdf/2017/2017IRDS_ES.pdf)
- [80] F. Ferranti *et al.*, «Parameterized thermal macromodeling for fast and effective design of electronic components and systems», en *2014 IEEE 18th Workshop on Signal and Power Integrity (SPI)*, may 2014, pp. 1-4. doi: 10.1109/SaPIW.2014.6844530.
- [81] M. Arik y A. Bar-Cohen, «Immersion cooling of high heat flux microelectronics with dielectric liquids», en *Proceedings. 4th International Symposium on Advanced Packaging Materials Processes, Properties and Interfaces (Cat. No.98EX153)*, mar. 1998, pp. 229-247. doi: 10.1109/ISAPM.1998.664464.

- [82] P. Smakulski y S. Pietrowicz, «A review of the capabilities of high heat flux removal by porous materials, microchannels and spray cooling techniques», *Appl. Therm. Eng.*, vol. 104, pp. 636-646, jul. 2016, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.05.096.
- [83] M. Zebarjadi, «Electronic cooling using thermoelectric devices», *Appl. Phys. Lett.*, vol. 106, n.º 20, p. 203506, may 2015, doi: 10.1063/1.4921457.
- [84] X. Chen, H. Ye, X. Fan, T. Ren, y G. Zhang, «A review of small heat pipes for electronics», *Appl. Therm. Eng.*, vol. 96, pp. 1-17, mar. 2016, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2015.11.048.
- [85] N. T. Obot y T. A. Trabold, «Impingement Heat Transfer Within Arrays of Circular Jets: Part 1—Effects of Minimum, Intermediate, and Complete *Crossflow* for Small and Large Spacings», *J. Heat Transf.*, vol. 109, n.º 4, pp. 872-879, nov. 1987, doi: 10.1115/1.3248197.
- [86] R. V. Rao y G. G. Waghmare, «Multi-objective design optimization of a plate-fin heat sink using a teaching-learning-based optimization algorithm», *Appl. Therm. Eng.*, vol. 76, pp. 521-529, feb. 2015, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2014.11.052.
- [87] M. Rahimi-Gorji, O. Pourmehran, M. Hatami, y D. D. Ganji, «Statistical optimization of microchannel heat sink (MCHS) geometry cooled by different nanofluids using RSM analysis», *Eur. Phys. J. Plus*, vol. 130, n.º 2, p. 22, feb. 2015, doi: 10.1140/epjp/i2015-15022-8.
- [88] J. Zhao, S. Huang, L. Gong, y Z. Huang, «Numerical study and optimizing on micro square pin-fin heat sink for electronic cooling», *Appl. Therm. Eng.*, vol. 93, pp. 1347-1359, ene. 2016, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2015.08.105.
- [89] J. Kennedy y R. Eberhart, «Particle swarm optimization», en *Proceedings of ICNN'95 - International Conference on Neural Networks*, nov. 1995, vol. 4, pp. 1942-1948 vol.4. doi: 10.1109/ICNN.1995.488968.
- [90] R. Eberhart y J. Kennedy, «A new optimizer using particle swarm theory», en *MHS'95. Proceedings of the Sixth International Symposium on Micro Machine and Human Science*, oct. 1995, pp. 39-43. doi: 10.1109/MHS.1995.494215.

- [91] J. Kennedy y R. C. Eberhart, «A discrete binary version of the particle swarm algorithm», en *Computational Cybernetics and Simulation 1997 IEEE International Conference on Systems, Man, and Cybernetics*, oct. 1997, vol. 5, pp. 4104-4108 vol.5. doi: 10.1109/ICSMC.1997.637339.
- [92] J. Kennedy y W. M. Spears, «Matching algorithms to problems: an experimental test of the particle swarm and some genetic algorithms on the multimodal problem generator», en *1998 IEEE International Conference on Evolutionary Computation Proceedings. IEEE World Congress on Computational Intelligence (Cat. No.98TH8360)*, may 1998, pp. 78-83. doi: 10.1109/ICEC.1998.699326.
- [93] J. Kennedy, «Probability and dynamics in the particle swarm», en *Proceedings of the 2004 Congress on Evolutionary Computation (IEEE Cat. No.04TH8753)*, jun. 2004, vol. 1, pp. 340-347 Vol.1. doi: 10.1109/CEC.2004.1330877.
- [94] J. Kennedy, «Small worlds and mega-minds: effects of neighborhood topology on particle swarm performance», en *Proceedings of the 1999 Congress on Evolutionary Computation-CEC99 (Cat. No. 99TH8406)*, jul. 1999, vol. 3, pp. 1931-1938 Vol. 3. doi: 10.1109/CEC.1999.785509.
- [95] H. Fang, L. Chen, y Z. Shen, «Application of an improved PSO algorithm to optimal tuning of PID gains for water turbine governor», *Energy Convers. Manag.*, vol. 52, n.º 4, pp. 1763-1770, abr. 2011, doi: 10.1016/j.enconman.2010.11.005.
- [96] E. Zulueta, E. Kurt, Y. Uzun, y J. M. Lopez-Guede, «Power control optimization of a new contactless piezoelectric harvester», *Int. J. Hydrog. Energy*, vol. 42, n.º 28, pp. 18134-18144, jul. 2017, doi: 10.1016/j.ijhydene.2017.01.180.
- [97] W.-C. Hong, «Chaotic particle swarm optimization algorithm in a support vector regression electric load forecasting model», *Energy Convers. Manag.*, vol. 50, n.º 1, pp. 105-117, ene. 2009, doi: 10.1016/j.enconman.2008.08.031.
- [98] N. Javaid *et al.*, «An Intelligent Load Management System With Renewable Energy Integration for Smart Homes», *IEEE Access*, vol. 5, pp. 13587-13600, 2017, doi: 10.1109/ACCESS.2017.2715225.

- [99] Eberhart y Y. Shi, «Particle swarm optimization: developments, applications and resources», en *Proceedings of the 2001 Congress on Evolutionary Computation (IEEE Cat. No.01TH8546)*, may 2001, vol. 1, pp. 81-86 vol. 1. doi: 10.1109/CEC.2001.934374.
- [100] M. G. Epitropakis, V. P. Plagianakos, y M. N. Vrahatis, «Evolving cognitive and social experience in Particle Swarm Optimization through Differential Evolution», en *IEEE Congress on Evolutionary Computation*, jul. 2010, pp. 1-8. doi: 10.1109/CEC.2010.5585967.
- [101] K. Suresh, S. Ghosh, D. Kundu, A. Sen, S. Das, y A. Abraham, «Inertia-Adaptive Particle Swarm Optimizer for Improved Global Search», en *2008 Eighth International Conference on Intelligent Systems Design and Applications*, nov. 2008, vol. 2, pp. 253-258. doi: 10.1109/ISDA.2008.199.
- [102] International rectifier, «TO-247AC Package outline drawing». [http://www.irf.com/package/outline/po\\_to247ac.pdf](http://www.irf.com/package/outline/po_to247ac.pdf) (accedido 28 de enero de 2019).
- [103] Guhring, «Guhroguía brocas». <https://www.guhring.es/Archivos/guias/84.pdf> (accedido 7 de febrero de 2019).
- [104] M. A. M. Atalla, «Experimental Investigation of Heat Transfer Characteristics from Arrays of Free Impinging Circular Jets and Hole Channels», PhD Thesis, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Germany, 2005. Accedido: 18 de febrero de 2019. [En línea]. Disponible en: <https://d-nb.info/978788273/34>
- [105] A. Royne y C. J. Dey, «Effect of nozzle geometry on pressure drop and heat transfer in submerged jet arrays», *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 49, n.º 3, pp. 800-804, feb. 2006, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.11.014.
- [106] I. E. Idelchik, «Handbook of Hydraulic Resistance», Hemisphere Publishing Corp, Washington, DC, 1986. [En línea]. Disponible en: <https://www.nrc.gov/docs/ML1220/ML12209A041.pdf>
- [107] R. T. Marler y J. S. Arora, «Survey of multi-objective optimization methods for engineering», *Struct. Multidiscip. Optim.*, vol. 26, n.º 6, pp. 369-395, abr. 2004, doi: 10.1007/s00158-003-0368-6.

- [108] C. A. C. Coello, G. T. Pulido, y M. S. Lechuga, «Handling multiple objectives with particle swarm optimization», *IEEE Trans. Evol. Comput.*, vol. 8, n.º 3, pp. 256-279, jun. 2004, doi: 10.1109/TEVC.2004.826067.
- [109] X. Hu y R. Eberhart, «Multiobjective optimization using dynamic neighborhood particle swarm optimization», en *Proceedings of the 2002 Congress on Evolutionary Computation. CEC'02 (Cat. No.02TH8600)*, may 2002, vol. 2, pp. 1677-1681 vol.2. doi: 10.1109/CEC.2002.1004494.
- [110] R. T. Marler y J. S. Arora, «The weighted sum method for multi-objective optimization: new insights», *Struct. Multidiscip. Optim.*, vol. 41, n.º 6, pp. 853-862, jun. 2010, doi: 10.1007/s00158-009-0460-7.
- [111] A. Nickabadi, M. M. Ebadzadeh, y R. Safabakhsh, «A novel particle swarm optimization algorithm with adaptive inertia weight», *Appl. Soft Comput.*, vol. 11, n.º 4, pp. 3658-3670, jun. 2011, doi: 10.1016/j.asoc.2011.01.037.
- [112] M. Senthil Arumugam, A. Chandramohan, y M. V. C. Rao, «Competitive approaches to PSO algorithms via new acceleration co-efficient variant with mutation operators», en *Sixth International Conference on Computational Intelligence and Multimedia Applications (ICCIMA'05)*, ago. 2005, pp. 225-230. doi: 10.1109/ICCIMA.2005.18.
- [113] A. Ratnaweera, S. K. Halgamuge, y H. C. Watson, «Self-organizing hierarchical particle swarm optimizer with time-varying acceleration coefficients», *IEEE Trans. Evol. Comput.*, vol. 8, n.º 3, pp. 240-255, jun. 2004, doi: 10.1109/TEVC.2004.826071.
- [114] M. Ghasemi, J. Aghaei, y M. Hadipour, «New self-organising hierarchical PSO with jumping time-varying acceleration coefficients», *Electron. Lett.*, vol. 53, n.º 20, pp. 1360-1362, 2017, doi: 10.1049/el.2017.2112.
- [115] P. N. Suganthan, «Particle swarm optimiser with neighbourhood operator», en *Proceedings of the 1999 Congress on Evolutionary Computation-CEC99 (Cat. No. 99TH8406)*, jul. 1999, vol. 3, pp. 1958-1962 Vol. 3. doi: 10.1109/CEC.1999.785514.
- [116] T. Yamaguchi y K. Yasuda, «Adaptive Particle Swarm Optimization; Self-coordinating Mechanism with Updating Information», en *2006 IEEE International*

*Conference on Systems, Man and Cybernetics*, oct. 2006, vol. 3, pp. 2303-2308. doi: 10.1109/ICSMC.2006.385206.

[117] W. Chou, «Choose Your IGBTs Correctly for Solar Inverter Applications», *Power Electronics Technology*, pp. 20-23.

[118] A. Demirbas, «Global Renewable Energy Projections», *Energy Sources Part B Econ. Plan. Policy*, vol. 4, n.º 2, pp. 212-224, oct. 2009, doi: 10.1080/15567240701620499.

[119] A. Beauvais, N. Chevillard, M. Guillén Paredes, M. Heisz, R. Rossi, y M. Schmela, *Global Market Outlook for Solar Power 2018 - 2022*. SolarPower Europe, 2018. Accedido: 21 de abril de 2019. [En línea]. Disponible en: <http://www.solarpowereurope.org/wp-content/uploads/2018/09/Global-Market-Outlook-2018-2022.pdf>

[120] IEA, «Technology Roadmap Solar Photovoltaic Energy - 2014 Edition», OECD/IEA, Paris, 2014.

[121] B. V. Chikate y Y. A. Sadawarte, «The Factors Affecting the Performance of Solar Cell», en *IJCA Proceedings on International Conference on Advancements in Engineering and Technology (ICAET 2015)*, Pondicherry, India, oct. 2015, vol. ICQUEST 2015, pp. 4-8. Accedido: 21 de abril de 2019. [En línea]. Disponible en: <https://www.ijcaonline.org/proceedings/icquest2015/number1/22976-2776>

[122] T. L. Jester, «Crystalline silicon manufacturing progress», *Prog. Photovolt. Res. Appl.*, vol. 10, n.º 2, pp. 99-106, mar. 2002, doi: 10.1002/pip.414.

[123] M. N. Tursunov, V. G. Dyskin, B. M. Turdiev, y I. A. Yuldashev, «The influence of convective heat exchange on the temperature of a solarvoltaic array», *Appl. Sol. Energy*, vol. 50, n.º 4, pp. 236-237, oct. 2014, doi: 10.3103/S0003701X14040173.

[124] M. Hassan Ali, A. Rabhi, S. Haddad, y A. El Hajjaji, «Real-Time Determination of Solar Cell Parameters», *J. Electron. Mater.*, vol. 46, n.º 11, pp. 6535-6543, nov. 2017, doi: 10.1007/s11664-017-5697-0.

[125] A. Smets, K. Jager, O. Isabella, y R. van Swaaij, *Solar Energy: The physics and engineering of photovoltaic conversion, technologies and systems*, 1st Edition. Cambridge: UIT Cambridge, 2016.

- [126] M. E. Meral y F. Dinçer, «A review of the factors affecting operation and efficiency of photovoltaic based electricity generation systems», *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 15, n.º 5, pp. 2176-2184, jun. 2011, doi: 10.1016/j.rser.2011.01.010.
- [127] L. Zhang, S. S. Yu, T. Fernando, H. H.-C. Lu, y K. P. Wong, «An online maximum power point capturing technique for high-efficiency power generation of solar photovoltaic systems», *J. Mod. Power Syst. Clean Energy*, vol. 7, n.º 2, pp. 357-368, mar. 2019, doi: 10.1007/s40565-018-0440-2.
- [128] D. J. Mbewe, H. C. Card, y D. C. Card, «A model of silicon solar cells for concentrator photovoltaic and photovoltaic/thermal system design», *Sol. Energy*, vol. 35, n.º 3, pp. 247-258, ene. 1985, doi: 10.1016/0038-092X(85)90104-5.
- [129] M. J. O'Leary y L. D. Clements, «Thermal-electric performance analysis for actively cooled, concentrating photovoltaic systems», *Sol. Energy*, vol. 25, n.º 5, pp. 401-406, ene. 1980, doi: 10.1016/0038-092X(80)90446-6.
- [130] L. Zhu, A. P. Raman, y S. Fan, «Radiative cooling of solar absorbers using a visibly transparent photonic crystal thermal blackbody», *Proc. Natl. Acad. Sci.*, vol. 112, n.º 40, pp. 12282-12287, oct. 2015, doi: 10.1073/pnas.1509453112.
- [131] A. R. Amelia *et al.*, «Cooling on Photovoltaic Panel Using Forced Air Convection Induced by DC Fan», *Int. J. Electr. Comput. Eng.*, vol. 6, n.º 2, pp. 526-534, abr. 2016, doi: 10.11591/ijece.v6i2.pp526-534.
- [132] A. Radwan, M. Ahmed, y S. Ookawara, «Performance enhancement of concentrated photovoltaic systems using a microchannel heat sink with nanofluids», *Energy Convers. Manag.*, vol. 119, pp. 289-303, jul. 2016, doi: 10.1016/j.enconman.2016.04.045.
- [133] H. A. Hasan, K. Sopian, A. H. Jaaz, y A. N. Al-Shamani, «Experimental investigation of jet array nanofluids impingement in photovoltaic/thermal collector», *Sol. Energy*, vol. 144, pp. 321-334, mar. 2017, doi: 10.1016/j.solener.2017.01.036.
- [134] B. Han y R. J. Goldstein, «Jet-impingement heat transfer in gas turbine systems», *Ann. N. Y. Acad. Sci.*, vol. 934, pp. 147-161, may 2001.

- [135] S. B. Ingole y K. K. Sundaram, «Experimental average Nusselt number characteristics with inclined non-confined jet impingement of air for cooling application», *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 77, pp. 124-131, oct. 2016, doi: 10.1016/j.expthermflusci.2016.04.016.
- [136] T. S. O'Donovan, «Fluid Flow and Heat Transfer of an Impinging Air Jet», Doctor of Philosophy, University of Dublin, Dublin, 2005. [En línea]. Disponible en: <http://home.eps.hw.ac.uk/~tso1/Thesis.pdf>
- [137] S. Lluçia, A. Terzis, P. Ott, y M. Cochet, «Heat transfer characteristics of high crossflow impingement channels: Effect of number of holes», *Proc. Inst. Mech. Eng., Part A*, vol. 229, n.º 5, pp. 560-568, ago. 2015, doi: 10.1177/0957650915594074.
- [138] P. Singh y S. V. Ekkad, «Effects of spent air removal scheme on internal-side heat transfer in an impingement-effusion system at low jet-to-target plate spacing», *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 108, pp. 998-1010, may 2017, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.12.104.
- [139] H. M. S. Bahaidarah, «Experimental performance evaluation and modeling of jet impingement cooling for thermal management of photovoltaics», *Sol. Energy*, vol. 135, pp. 605-617, oct. 2016, doi: 10.1016/j.solener.2016.06.015.
- [140] D.-Y. Lee y K. Vafai, «Comparative analysis of jet impingement and microchannel cooling for high heat flux applications», *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 42, n.º 9, pp. 1555-1568, may 1999, doi: 10.1016/S0017-9310(98)00265-8.
- [141] H. M. S. Bahaidarah, «Experimental performance investigation of uniform and non-uniform cooling techniques for photovoltaic systems», en *2015 IEEE 42nd Photovoltaic Specialist Conference (PVSC)*, jun. 2015, pp. 1-4. doi: 10.1109/PVSC.2015.7356296.
- [142] Carlo Salvatore Greco, «Investigation of Synthetic Jets: Heat Transfer and Flow Field», Dottorato di Ricerca in Ingegneria Aerospaziale, Navale e della Qualità, Università degli Studi di Napoli "Federico II", 2015. [En línea]. Disponible en: <http://doi.org/10.13140/RG.2.1.2074.6080>

- [143] A. Schroder, S. Ou, y U. Ghia, «Experimental Study of an Impingement Cooling Jet Array Using an Infrared Thermography Technique». doi: 10.2514/6.2011-6019.
- [144] M. Hammami, S. Torretti, F. Grimaccia, y G. Grandi, «Thermal and Performance Analysis of a Photovoltaic Module with an Integrated Energy Storage System», *Appl. Sci.*, vol. 7, n.º 11, p. 1107, nov. 2017, doi: 10.3390/app7111107.
- [145] P. Martínez-Filgueira, E. Zulueta, A. Sánchez-Chica, U. Fernández-Gámiz, y J. Soriano, «Multi-Objective Particle Swarm Based Optimization of an Air Jet Impingement System», *Energies*, vol. 12, n.º 9, p. 1627, abr. 2019, doi: 10.3390/en12091627.
- [146] J. N. B. Livingood y P. Hrycak, «Impingement heat transfer from turbulent air jets to flat plates: A literature survey», NASA-TM-X-2778, may 1973. Accedido: 10 de junio de 2022. [En línea]. Disponible en: <https://ntrs.nasa.gov/citations/19730016200>
- [147] K. Jambunathan, E. Lai, M. A. Moss, y B. L. Button, «A review of heat transfer data for single circular jet impingement», *Int. J. Heat Fluid Flow*, vol. 13, n.º 2, pp. 106-115, jun. 1992, doi: 10.1016/0142-727X(92)90017-4.
- [148] H. Glaser, «Untersuchungen an Schlitz- und Mehrdüsenanordnungen bei der Trocknung feuchter Oberflächen durch Warmluftstrahlen», *Chem. Ing. Tech.*, vol. 34, n.º 3, pp. 200-207, 1962, doi: 10.1002/cite.330340312.
- [149] N. Uddin, S. O. Neumann, B. Weigand, y B. A. Younis, «LES investigation of a Passively Excited Impinging Jet», *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 165, p. 120705, feb. 2021, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120705.
- [150] L. Thielen, H. J. J. Jonker, y K. Hanjalić, «Symmetry breaking of flow and heat transfer in multiple impinging jets», *Int. J. Heat Fluid Flow*, vol. 24, n.º 4, pp. 444-453, ago. 2003, doi: 10.1016/S0142-727X(03)00042-0.
- [151] P. A. Durbin, «Near-wall turbulence closure modeling without “damping functions”», *Theor. Comput. Fluid Dyn.*, vol. 3, n.º 1, pp. 1-13, sep. 1991, doi: 10.1007/BF00271513.
- [152] B. Sagot, G. Antonini, A. Christgen, y F. Buron, «Jet impingement heat transfer on a flat plate at a constant wall temperature», *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 47, n.º 12, pp. 1610-1619, dic. 2008, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2007.10.020.

- [153] G. Le Song y M. Prud'homme, «Prediction of coherent vortices in an impinging jet with unsteady averaging and a simple turbulent model», *Int. J. Heat Fluid Flow*, vol. 28, n.º 5, pp. 1125-1135, oct. 2007, doi: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2007.02.006.
- [154] F. Beaubert y S. Viazzo, «Large Eddy Simulation of a plane impinging jet», *Comptes Rendus Mécanique*, vol. 330, n.º 12, pp. 803-810, dic. 2002, doi: 10.1016/S1631-0721(02)01537-1.
- [155] A. K. Shukla y A. Dewan, «Flow and thermal characteristics of jet impingement on a flat plate for small nozzle to plate spacing using LES», *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 145, p. 106005, nov. 2019, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2019.106005.
- [156] F. K. Lu, «Surface oil flow visualization», *Eur. Phys. J. Spec. Top.*, vol. 182, n.º 1, pp. 51-63, abr. 2010, doi: 10.1140/epjst/e2010-01225-0.
- [157] R. L. Maltby, «FLOW VISUALIZATION IN WIND TUNNELS USING INDICATORS», ADVISORY GROUP FOR AERONAUTICAL RESEARCH AND DEVELOPMENT PARIS (FRANCE), abr. 1962. Accedido: 10 de junio de 2022. [En línea]. Disponible en: <https://apps.dtic.mil/sti/citations/AD0438017>
- [158] P. Martínez\_Filgueira, E. Zulueta, A. Sánchez-Chica, G. Garcia, U. Fernandez-Gamiz, y J. Soriano, «Experimental Air Impingement *Crossflow* Comparison and Theoretical Application to Photovoltaic Efficiency Improvement», *Sustainability*, jul. 2020.
- [159] J. B. Barlow, W. H. Rae, A. Pope, y A. Pope, *Low-speed wind tunnel testing*, 3rd ed. New York: Wiley, 1999.
- [160] *STAR-CCM+ v2019.1*. SIEMENS. [En línea]. Disponible en: <https://www.plm.automation.siemens.com/>
- [161] P. Spalart y S. Allmaras, «A one-equation turbulence model for aerodynamic flows», en *30th Aerospace Sciences Meeting and Exhibit*, American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1992. doi: 10.2514/6.1992-439.
- [162] M. Draksler, B. Končar, y L. Cizelj, «On the accuracy of Large Eddy Simulation of multiple impinging jets», *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 133, pp. 596-605, abr. 2019, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.12.125.

- [163] R. Viskanta, «Heat transfer to impinging isothermal gas and flame jets», *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 6, n.º 2, pp. 111-134, feb. 1993, doi: 10.1016/0894-1777(93)90022-B.
- [164] B. Fabritius y G. Tabor, «Improving the quality of finite volume meshes through genetic optimisation», *Eng. Comput.*, vol. 32, n.º 3, pp. 425-440, jul. 2016, doi: 10.1007/s00366-015-0423-0.
- [165] L. F. Richardson y J. A. Gaunt, «VIII. The deferred approach to the limit», *Philos. Trans. R. Soc. Lond. Ser. Contain. Pap. Math. Phys. Character*, vol. 226, n.º 636-646, pp. 299-361, ene. 1927, doi: 10.1098/rsta.1927.0008.
- [166] K. M. Almohammadi, D. B. Ingham, L. Ma, y M. Pourkashan, «Computational fluid dynamics (CFD) mesh independency techniques for a straight blade vertical axis wind turbine», *Energy*, vol. 58, pp. 483-493, sep. 2013, doi: 10.1016/j.energy.2013.06.012.
- [167] A. K. Kuczaj, E. M. J. Komen, y M. S. Loginov, «Large-Eddy Simulation study of turbulent mixing in a T-junction», *Nucl. Eng. Des.*, vol. 240, n.º 9, pp. 2116-2122, sep. 2010, doi: 10.1016/j.nucengdes.2009.11.027.
- [168] G. N. Abramovich, *The Theory of Turbulent Jets*. Cambridge, MA, USA: MIT Press, 1963.